PODRĘCZNIKI AKADEMICKIE • MECHANIKA

napęd hydrostatyczny

tom I
elementy

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Stefan Stryczek

napęd hydrostatyczny

wydanie czwarte

Wydawnictwo WNT • Warszawa

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Opiniodawca *prof. dr hab. inż. Andrzej Osiecki*

Redaktor *mgr inż. Barbara Reymer*

Okładkę i strony tytułowe projektował *Wojciech J. Steifer*

Redaktor techniczny *Barbara Chojnacka-Flisiuk*

© Copyright by Wydawnictwo WNT
Warszawa 1995, 2013

All Rights Reserved
Printed in Poland

prawolubni

Książka, którą nabyłeś, jest dziełem twórcy i wydawcy. Prosimy, abyś przestrzegał praw im przysługujących. Jej zawartość możesz udostępnić nieodpłatnie osobom bliskim lub osobiście znanym. Jednak nie publikuj jej w Internecie. Jeśli cytujesz jej fragmenty, nie zmieniaj ich treści i koniecznie zaznacz, czyje to dzieło.
A kopiując jej część, rób to jedynie na użytek osobisty.

Szanujmy cudzą własność i prawo.
Więcej na www.legalnakultura.pl
Polska Izba Książki

Wydawnictwo WNT sp. z o.o.
00-634 Warszawa, ul. Jaworzyńska 4
tel. 22 240 40 20, e-mail: wnt@wnt.pl
www.wnt.pl

ISBN 978-83-7926-148-2 całość
ISBN 978-83-7926-144-4 tom I

e-ISBN 978-83-7926-145-1

Wydawnictwo WNT. Warszawa 2014
Wyd. IV – 2 dodruk. Ark. wyd. 35,9. Ark. druk. 28,0
Symbol 49/2013/WNT

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

1.	Podstawowe wiadomości o napędach	9
1.1.	Określenia podstawowe	9
1.2.	Zasada działania napędu hydrostatycznego	11
1.3.	Zalety i wady napędu hydrostatycznego	13
2.	Podstawowe wiadomości o cieczach roboczych	17
2.1.	Wymagania stawiane cieczom	17
2.2.	Oleje	18
2.2.1.	Ściśliwość i moduł sprężystości	18
2.2.2.	Rozszerzalność objętościowa	22
2.2.3.	Ciepło właściwe i przewodnictwo cieplne	23
2.2.4.	Lepkość	24
2.2.4.1.	Definicja i jednostki	24
2.2.4.2.	Wpływ temperatury na lepkość olejów	25
2.2.4.3.	Wpływ ciśnienia na lepkość olejów	27
2.2.5.	Pienienie się olejów	28
2.2.6.	Własności smarne	30
2.2.7.	Własności deemulgacyjne	30
2.2.8.	Działanie korozyjne	30
2.2.9.	Agresywność olejów w stosunku do uszczelnień	31
2.2.10.	Temperatura zapłonu i krzepnięcia	31
2.2.11.	Starzenie się olejów	32
2.2.12.	Własności olejów krajowych	33
2.2.13.	Kryteria doboru olejów	38
2.3.	Ciecze niepalne	41
3.	Pompy wyporowe	47
3.1.	Określenia podstawowe i charakterystyki	47
3.1.1.	Zasada działania, systematyka	47
3.1.2.	Charakterystyki idealne	50
3.1.3.	Straty energetyczne i sprawności	52
3.1.3.1.	Wydajność rzeczywista i sprawność objętościowa	52
3.1.3.2.	Moment napędowy i sprawność hydrauliczno-mechaniczna	56
3.1.3.3.	Moc napędowa i sprawność całkowita	59
3.1.4.	Charakterystyki rzeczywiste	60
3.2.	Pompy zębate	63

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

3.2.1. Zasada działania i systematyka konstrukcji . . . 63
3.2.2. Pompy o zazębieniu ewolwentowym . . . 64
3.2.2.1. Wydajność . . . 64
3.2.2.2. Współczynnik nierównomierności wydajności . . . 70
3.2.2.3. Odciążenie przestrzeni zaskłepionej . . . 73
3.2.2.4. Obciążenie łożysk . . . 75
3.2.2.5. Kompensacja luzów . . . 78
3.2.3. Pompy o zazębieniu cykloidalnym . . . 93
3.2.3.1. Zarys i konstrukcja zazębienia . . . 93
3.2.3.2. Wydajność . . . 100
3.2.3.3. Współczynnik nierównomierności wydajności . . . 104
3.2.4. Przykłady konstrukcji pomp zębatych . . . 105
3.3. Pompy śrubowe . . . 111
3.3.1. Zasada działania i systematyka . . . 111
3.3.2. Geometria śrub . . . 113
3.3.3. Wydajność . . . 120
3.3.4. Obciążenia śrub . . . 126
3.3.4.1. Momenty . . . 126
3.3.4.2. Obciążenia osiowe . . . 129
3.3.4.3. Obciążenia promieniowe . . . 131
3.3.5. Przykłady konstrukcji . . . 133
3.4. Pompy łopatkowe . . . 137
3.4.1. Zasada działania i systematyka konstrukcji . . . 137
3.4.2. Wydajność pompy pojedynczego działania . . . 138
3.4.3. Wydajność pompy podwójnego działania . . . 141
3.4.4. Współczynnik nierównomierności wydajności . . . 142
3.4.5. Moment na wałku i obciążenie łożysk pompy . . . 143
3.4.6. Profilowanie bieżni łopatek . . . 144
3.4.7. Odciążenie łopatek . . . 146
3.4.8. Przykłady konstrukcji pomp . . . 148
3.5. Pompy wielotłoczkowe promieniowe . . . 152
3.5.1. Zasada działania i systematyka konstrukcji . . . 152
3.5.2. Kinematyka pompy . . . 155
3.5.3. Wydajność . . . 162
3.5.4. Współczynnik nierównomierności wydajności . . . 167
3.5.5. Obciążenie elementów pompy . . . 169
3.5.6. Rozrząd czopowy . . . 174
3.5.7. Przykłady konstrukcji pomp . . . 179
3.6. Pompy wielotłoczkowe osiowe . . . 184
3.6.1. Zasada działania i systematyka konstrukcji . . . 184
3.6.2. Pompy z wychylnym wirnikiem . . . 187
3.6.2.1. Kinematyka pompy . . . 187
3.6.2.2. Wydajność . . . 191
3.6.2.3. Współczynnik nierównomierności wydajności . . . 192
3.6.2.4. Obciążenia zespołu wirnikowego . . . 193
3.6.3. Pompy z wychylną tarczą . . . 195
3.6.3.1. Kinematyka tłoczka i stopki . . . 195
3.6.3.2. Wydajność i współczynnik jej nierównomierności . . . 199
3.6.3.3. Obciążenia tłoczka . . . 200
3.6.3.4. Wymiarowanie stopki . . . 203
3.6.3.5. Siła sprężyny centralnej . . . 206
3.6.3.6. Obciążenie wirnika i tarczy oporowej . . . 208
3.6.4. Rozrząd tarczowy . . . 211
3.6.5. Przykłady konstrukcji pomp . . . 220
3.7. Sterowniki pomp nastawnych . . . 228

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

4.	Silniki wyporowe	232
4.1.	Zasada działania i systematyka	232
4.2.	Charakterystyki idealne	234
4.3.	Straty i sprawności	235
4.4.	Silniki szybkoobrotowe	239
4.5.	Silniki wolnoobrotowe	244
4.5.1.	Silniki zębate	244
4.5.2.	Silniki tłokowe	249
5.	Siłowniki	260
5.1.	Zasada działania i systematyka konstrukcji	260
5.2.	Straty i sprawności	262
5.3.	Zasady doboru siłowników	265
5.4.	Odkształcenia cylindra	268
5.5.	Hamowanie dobiegu tłoka	269
5.6.	Uszczelnienia	271
5.7.	Przykłady konstrukcji siłowników	277
6.	Zawory	282
6.1.	Ogólna systematyka zaworów	282
6.2.	Rozdzielacze	284
6.2.1.	Zasada działania i systematyka konstrukcji	284
6.2.2.	Rozdzielacze suwakowe	286
6.2.2.1.	Konstrukcja pary suwakowej	286
6.2.2.2.	Obciążenia suwaka	292
6.2.2.3.	Przykłady konstrukcji	299
6.2.2.4.	Suwakowe wzmacniacze nadążne	309
6.2.2.5.	Wzmacniacze elektrohydrauliczne	319
6.3.	Zawory odcinające	324
6.3.1.	Zawory zwrotne	325
6.3.2.	Elementy logiczne	330
6.3.3.	Rozdzielacze zaworowe	334
6.4.	Zawory sterujące ciśnieniem	339
6.4.1.	Zasada działania i systematyka konstrukcji	339
6.4.2.	Zawory maksymalne	342
6.4.2.1.	Zawory bezpośredniego działania	342
6.4.2.2.	Zawory pośredniego działania	346
6.4.3.	Zawory przełączające	351
6.4.4.	Zawory redukcyjne	355
6.5.	Zawory sterujące natężeniem przepływu	358
6.5.1.	Zawory dławiące	359
6.5.2.	Dwudrogowe regulatory przepływu	365
6.5.3.	Trójdrogowe regulatory przepływu	371
6.5.4.	Synchronizatory	374
7.	Akumulatory hydrauliczne	381
7.1.	Zasada działania i systematyka konstrukcji	381
7.2.	Podstawy teoretyczne akumulatora gazowego	383
7.3.	Praca akumulatora w układzie	388

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

7.4. Przykłady konstrukcji 395
7.4.1. Akumulatory tłokowe 395
7.4.2. Akumulatory z elastyczną przegrodą 398
7.4.3. Napełnianie akumulatora gazem 400

8. Filtry 402

8.1. Zanieczyszczenia cieczy roboczej 402
8.2. Materiały filtracyjne – zasady doboru filtrów 406
8.3. Umiejscowienie filtru w układzie 410
8.4. Przykłady konstrukcji 412

9. Elementy przewodzące i magazynujące czynnik roboczy 418

9.1. Przewody 418
9.1.1. Przewody sztywne i ich łączenie 419
9.1.2. Przewody giętkie 421
9.2. Zbiorniki 427
9.3. Wymienniki ciepła 434

Literatura 437
Skorowidz rzeczowy 440

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Podstawowe wiadomości o napędach

1

1.1. Określenia podstawowe

Pojęcie **napęd** ma w technice dwa znaczenia. Pierwsze z nich określa rodzaj energii wyjściowej zamienianej na energię mechaniczną, drugie — urządzenie służące do nadawania ruchu maszynie roboczej lub mechanizmowi.

Do pierwszej grupy znaczeniowej należy pojęcie *napędu elektrycznego*, którego istotą jest zamiana energii elektrycznej w silniku o odpowiedniej konstrukcji na energię ruchu obrotowego (silnik o ruchu obrotowym) lub postępowego (silnik liniowy). W podobnym znaczeniu mówi się o *napędzie spalinowym*, mając na myśli silnik cieplny, w którym energia cieplna wytworzona w wyniku spalania paliwa zamienia się na energię ruchu obrotowego wału zdawczego, przekazującego ją dalej napędzanemu urządzeniu.

Drugie znaczenie pojęcia napęd, stosowane powszechnie w budowie maszyn, odnosi się do zespołu elementów i części maszynowych, stanowiących ogniwo pośrednie między silnikiem dowolnego typu a napędzanym mechanizmem. To znaczenie jest uwypuklone przede wszystkim wówczas, gdy stosuje się określenia, takie jak np. napęd zębaty, cięgnowy, śrubowy, cierny. Pojęciem nadrzędnym jest tu stosowany zwykle *napęd mechaniczny*, który wówczas, gdy służy do przekazywania ruchu obrotowego z wału napędzającego na wał napędzany, przyjmuje nazwę *przekładni*.

Co w tej sytuacji kryje się pod pojęciem *napęd hydrauliczny*? Z nazwy wynika, że jego istotą jest ciekła substancja, spełniająca rolę nośnika energii hydraulicznej między generatorem służącym do jej *wytwarzania* a silnikiem, w którym jest zamieniana ponownie na energię mechaniczną. Jest to więc napęd substancjonalny, podobnie jak *napęd pneumatyczny*. Oba te rodzaje napędu można zatem objąć wspólną nazwą *napędów płynowych*. Ich podstawową cechą jest występowanie *płynu*, w którym akumuluje się energię i za pośrednictwem którego przekazuje się ją od źródła do silników o odpowiedniej konstrukcji. Płynem tym jest ciecz (olej lub emulsja oleju w wodzie) w napędzie hydraulicznym albo powietrze w napędzie pneumatycznym.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Na podstawie *równania Bernoulliego*

$$h + \frac{p}{\varrho g} + \frac{v^2}{2g} = \text{const} \tag{I-1}$$

można stwierdzić, że w ruchu ustalonym cieczy doskonałej w polu ciężkości suma wysokości położenia h, wysokości ciśnienia $p/\varrho g$ i wysokości prędkości $v^2/2g$ jest wielkością stałą w każdym punkcie tej samej strugi. Mnożąc przez objętość cieczy V, otrzymuje się *postać energetyczną równania Bernoulliego*

$$\varrho g h V + pV + \varrho \frac{v^2}{2} V = \text{const} \tag{I-2}$$

w którym poszczególne składniki oznaczają: $E_z = \varrho g h V$ — energię potencjalną (położenia), $E_p = pV$ — energię ciśnienia, $E_k = \varrho \frac{v^2}{2} V$ — energię kinetyczną.

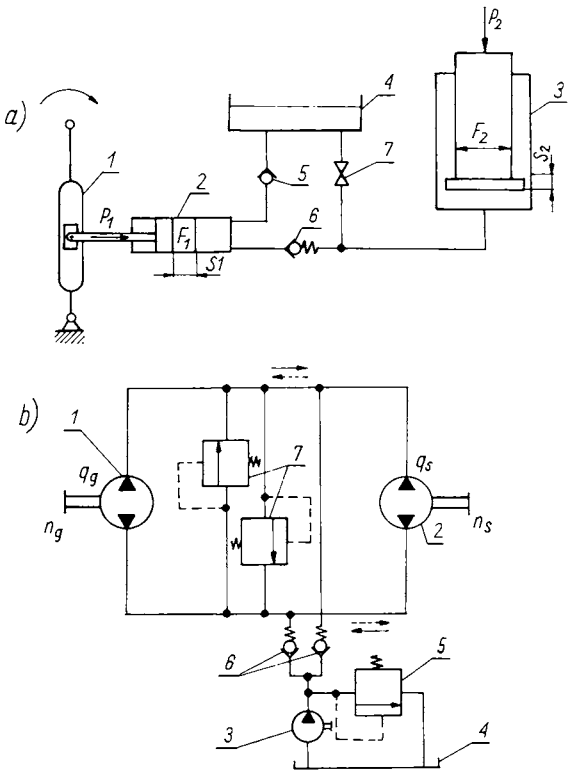
Energia potencjalna jest wyzyskiwana w energetyce wodnej i przetwarzana współcześnie prawie wyłącznie na energię elektryczną za pomocą turbo-zespołów. Pozostałe dwa składniki energii występujące w równaniu (I-2) znajdują zastosowanie w hydraulicznych układach napędowych. Zależnie od tego, który z nich ma decydujące znaczenie w przekazywaniu energii od jednostki pierwotnej, spełniającej rolę generatora, do jednostki wtórnej pracującej jako silnik, rozróżnia się napęd hydrostatyczny i hydrokinetyczny. W *napędzie hydrostatycznym*, którego pierwszym technicznym zastosowaniem była prasa hydrauliczna wynaleziona przez J. Bramaha (1795 r.), korzysta się z energii ciśnienia. W *napędzie hydrokinetycznym*, zapoczątkowanym przez Föttingera (1903 r.) wynalazkiem sprzęgła hydrokinetycznego, decydujące znaczenie ma energia kinetyczna.

Przedmiotem naszych rozważań jest n a p ę d h y d r o s t a t y c z n y, wykorzystujący głównie energię ciśnienia, co łatwo udowodnić prostym przykładem. Jeśli bowiem założyć różnicę poziomów generatora i odbiornika nie przekraczającą $h = 10$ m, ciśnienie w układzie $p = 10$ MPa, a największą wartość prędkości przepływu w przewodzie $v = 10$ m/s oraz przyjąć wodę jako nośnik energii, to z równania (I-1) wynika, że suma wartości wysokości położenia i wysokości prędkości wynosi zaledwie 1,5% wartości wysokości ciśnienia. Im wyższe będzie ciśnienie robocze w układzie napędowym, tym mniejszy będzie udział energii położenia i kinetycznej w całości energii hydraulicznej, przekazywanej od generatora do silnika.

Termin *napęd hydrostatyczny* może być stosowany — podobnie jak termin ogólny *napęd* — w obu znaczeniach. Próbując zatem zdefiniować pojęcie napęd hydrostatyczny należałoby powiedzieć, że chodzi tu o zespół maszyn i urządzeń służący do zamiany dowolnego rodzaju energii na energię ciśnienia akumulowaną w ciekłej substancji jako jej nośniku oraz do ponownej zamiany tej energii na energię mechaniczną.

Ogniwem pierwotnym hydrostatycznego układu napędowego (rys. I-1) jest *pompa wyporowa*, spełniająca rolę generatora energii ciśnienia cieczy, napędzana bezpośrednio silnikiem elektrycznym lub spalinowym. Ogniwo wtórne, którym jest *silnik* lub *cylinder hydrauliczny* (siłownik) napędza maszynę lub jej mecha-

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-1
Schematy hydrostatycznych układów napędowych:
a) tłokowego; *1* — dźwignia, *2* — pompa, *3* — siłownik, *4* — zbiornik, *5, 6* — zawór zwrotny, *7* — zawór odcinający,
b) obrotowego (przekładni); *1* — pompa, *2* — silnik, *3* — pompa uzupełniająca przecieki, *4* — zbiornik, *5* — zawór bezpieczeństwa, *6* — zawór zwrotny, *7* — zawór przeciążeniowy

nizm. Ponieważ przekazywanie energii od generatora do silnika jest związane z przepływem substancji ciekłej, więc oba ogniwa muszą być połączone *przewodami rurowymi* o odpowiednich wymiarach. Hydrostatyczny układ napędowy musi być ponadto wyposażony w różne *elementy dodatkowe* służące do sterowania pracą silnika (rozdzielacze), chroniące układ przed niepożądanym wzrostem ciśnienia ponad określoną dopuszczalną wartość (zawory maksymalne lub bezpieczeństwa) oraz inne elementy specjalnego przeznaczenia, spełniające różne funkcje wynikające z rodzaju pracy lub przeznaczenia urządzenia napędzającego. Mogą to być zawory regulacyjne różnych typów, zawory zwrotne, przełączające itp. Niezbędnym elementem układu jest także *zbiornik*, w którym magazynuje się ciecz roboczą pobieraną przez generator i do którego wraca ona po oddaniu energii ciśnienia i jej zamianie w silniku na energię mechaniczną. Własności cieczy obiegowej nie powinny ulegać zmianie w czasie pracy układu, co zapewniają takie elementy i urządzenia, jak np. filtry i chłodnica.

1.2. Zasada działania napędu hydrostatycznego

Schemat prostego podnośnika hydraulicznego przedstawiono na rys. I-1a. Za pomocą dźwigni *1* jest wywierany nacisk P_1 na tłok o powierzchni F_1, co powoduje przesunięcie tłoka o s_1. Wyparta z cylindra *2* ciecz przepływa przez zawór zwrotny *6* do cylindra roboczego *3*, powodując przesunięcie nurnika

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

obciążonego siłą P_2 o s_2. Z prawa Pascala o równomiernym rozchodzeniu się ciśnienia w cieczy wynika, że

$$p = \frac{P_1}{F_1} = \frac{P_2}{F_2} \tag{I-3}$$

Zakładając, że nośnikiem energii jest ciecz nieściśliwa i pomijając opory tarcia oraz straty objętościowe, można napisać także

$$F_1 s_1 = F_2 s_2 \quad \text{oraz} \quad P_1 s_1 = P_2 s_2 \tag{I-4}$$

Oba tłoki, czynny i bierny, przemieszczają się w tym samym czasie t, a więc ich prędkości wyniosą

$$v_1 = \frac{s_1}{t} \quad \text{oraz} \quad v_2 = \frac{s_2}{t} \tag{I-5}$$

Z równań (I-3), (I-4) i (I-5) można wyznaczyć *przełożenie napędu hydrostatycznego*

$$i = \frac{P_2}{P_1} = \frac{F_2}{F_1} = \frac{s_1}{s_2} = \frac{v_1}{v_2} \tag{I-6}$$

Teoretyczną moc napędu hydrostatycznego określa związek

$$N = P_1 v_1 = P_2 v_2 = p F_1 v_1 = p F_2 v_2 = pQ \tag{I-7}$$

w którym *objętościowe natężenie przepływu* Q w każdym przekroju układu napędowego, także w przewodach łączących cylindry, wyraża równanie

$$Q = F_1 v_1 = F_2 v_2 \tag{I-8}$$

Podstawiając Q w dm^3/min oraz p w MPa, otrzymuje się zależność na moc N w kW w postaci

$$N = \frac{Qp}{60} \tag{I-9}$$

Układ przedstawiony na rys. I-1a jest przykładem napędu tłokowego pozwalającego realizować ruch postępowy organu roboczego, którym jest nurnik podnośnika *3*. Pompę z napędem ręcznym można zastąpić pompą wyporową dowolnego typu napędzaną silnikiem elektrycznym lub spalinowym, jak ma to miejsce np. w wywrotkach samochodowych.

Na rys. I-1b przedstawiono układ napędowy obrotowy, w którym odbiornikiem jest wyporowy silnik hydrauliczny, będący pod względem funkcjonalnym odwróceniem pompy. Silnik zamienia energię ciśnienia zakumulowaną w cieczy na energię mechaniczną ruchu obrotowego wałka. Układ jest zatem przekładnią hydrostatyczną. Zakładając ciecz nieściśliwą i pomijając straty, *przełożenie przekładni hydrostatycznej* określa się ze związku

$$i = \frac{n_g}{n_s} = \frac{q_s}{q_g} \tag{I-10}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

gdzie: n_g i n_s wyrażają odpowiednio prędkości obrotowe wałków generatora energii ciśnienia oraz silnika hydraulicznego, q_g i q_s — odpowiednio wydajność i chłonność właściwą (na jeden obrót wałka) generatora i silnika.

1.3. Zalety i wady napędu hydrostatycznego

Podstawową zaletą napędu hydrostatycznego jest możliwość uzyskiwania wyjątkowo dużej gęstości strumienia przekazywanej mocy w układzie napędowym. Ciśnienia robocze 35 MPa są współcześnie czymś zupełnie normalnym. Moc 1 kW, przy tym ciśnieniu, można uzyskać ze strumienia cieczy o natężeniu przepływu objętości zaledwie 30 cm^3/s. Elementy układu napędowego mają zatem, nieosiągalną dla innych rodzajów napędu zwartość konstrukcji, tzn. małą masę na jednostkę generowanej lub przekazywanej mocy. Mała bezwładność elementów umożliwia rozwijanie dużych prędkości w bardzo krótkim czasie.

Napęd hydrostatyczny umożliwia prostą i bezpośrednią transformację ruchu obrotowego na ruch postępowo-zwrotny za pomocą siłowników. Siły, jakie można w ten sposób uzyskać, osiągają wartości rzędu setek MN. Maksymalny skok siłowników jest ograniczony wyłącznie możliwościami wykonawczymi. Skoki siłowników rzędu kilkunastu metrów nie są współcześnie niczym niezwykłym. Siłowniki teleskopowe mają pod tym względem jeszcze większe możliwości.

Przykładem ilustrującym małe wymiary i masę hydrostatycznych układów napędowych może być prosty podnośnik wg rys. I-1a, którego siłownik zasila pompa zębata napędzana silnikiem elektrycznym. Siłownik o średnicy nominalnej $D = 100$ mm pracujący przy ciśnieniu $p = 16$ MPa, zaliczanym współcześnie do ciśnień średnich, wywiera siłę $P = 12560$ daN. Praca, jaką może wykonać siłownik o skoku $s = 2$ m, wynosi $L = P \cdot s = 251$ kJ. Przyjmując, że pompa ma wydajność $Q = 45\ dm^3/min$, otrzymuje się moc 12 kW, zgodnie ze wzorem (I-9). Pompa zębata tej mocy będzie miała masę ok. 10 kg, co stanowi niewielki procent masy silnika elektrycznego, z którym jest bezpośrednio sprzęgana. Masa siłownika rzędu kilkudziesięciu kg będzie co najmniej dwa razy mniejsza od masy silnika. Siłownik łączony jest bezpośrednio z platformą podnośnika i nie wymaga żadnych dodatkowych elementów maszynowych służących do zmiany ruchu obrotowego silnika elektrycznego na ruch postępowo-zwrotny platformy, jak ma to miejsce w podnośnikach mechanicznych. Porównanie masy elementów hydraulicznych z masą klasycznych elementów maszynowych dowodzi wyższości napędów hydrostatycznych — rozumianych w tym przypadku jako zespół maszyn i urządzeń służących do przekazywania ruchu organowi roboczemu — nad napędami mechanicznymi. Im wyższe są ciśnienia robocze, tym porównanie to wypada korzystniej, ponieważ wzrasta gęstość strumienia mocy przy wolniej zwiększającej się masie elementów.

W napędzie hydrostatycznym przekazywanie energii jest związane z przepływem cieczy, w obrębie której energia ta została zakumulowana. Wykorzystuje się do tego celu przewody rurowe o niewielkich średnicach. Jeśli natężenie przepływu ma wynosić 45 dm^3/min, to przewód będzie mógł mieć

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

średnicę wewnętrzną 20 mm, a grubość jego ścianki przy ciśnieniu 16 MPa nie przekroczy 2 mm. Przewód taki można więc łatwo w przestrzeni wyginać i układać równie swobodnie jak przewód elektryczny.

Elementy składowe hydrostatycznego układu napędowego mogą być dowolnie rozmieszczane w pozostającej do dyspozycji konstruktora przestrzeni. Odległość, na jaką rozstawione mogą być pompa i siłownik, może wynosić nawet kilkadziesiąt metrów. Ograniczeniem są tylko straty wynikające z oporów przepływu cieczy, proporcjonalne do długości przewodów.

Układy sterujące obecnie stosowane pozwalają zatrzymać tłok w dowolnie wybranym położeniu. Uzupełniając układ napędowy układem regulacji położenia, można osiągnąć dokładność pozycjonowania, wynoszącą nawet 1 μm, co sprawia, że napęd hydrostatyczny jest w stanie spełnić wszystkie wymagania stawiane napędom posuwu w budowie obrabiarek. Prędkości ruchu tłoka mogą być przy tym nastawiane ciągle, w bardzo szerokim przedziale od 0,02 do 5 m/s.

W przekładni hydrostatycznej, umożliwiającej transformację ruchu obrotowego, masa jednostek podstawowych (pomp i silników) normalnie na rynku dostępnych nie przekracza wartości $0{,}3 \div 0{,}5$ kg/kW. W wykonaniach specjalnych wartości te schodzą do 0,1 kg/kW. W przypadku silników elektrycznych o mocy $10 \div 20$ kW masa na jednostkę mocy wynosi $7 \div 10$ kg/kW. Pod względem własności rozruchowych napęd hydrostatyczny przewyższa znacznie napęd elektro-mechaniczny stosowany tradycyjnie w budowie maszyn. Stosując silniki wysokomomentowe (wolnoobrotowe), w mechanizmach wielu typów maszyn i urządzeń można wyeliminować całkowicie lub częściowo ciężkie przekładnie zębate.

Napęd hydrostatyczny pozwala również wyeliminować stosowanie, np. w mechanizmach dźwignic, hamulca jako elementu rozpraszającego energię kinetyczną opuszczanego obciążenia poza tym umożliwia utrzymanie obciążenia w dowolnym położeniu. Hamulce w hydrostatycznych układach napędowych są stosowane jedynie jako hamulce bezpieczeństwa. Nie są wówczas narażone na intensywne zużycie ścierne, co ma miejsce, gdy hamulec rozprasza energię w czasie opuszczania obciążenia na haku.

Bardzo korzystne jest zastosowanie napędu hydrostatycznego w układach, w których jest wymagane ciągłe nastawianie prędkości ruchu roboczego w dowolnym przedziale czasu i przy małych stratach mocy. Pompy i silniki mogą być wyposażone w różnego rodzaju sterowniki i regulatory, umożliwiające dostosowanie prędkości ruchu roboczego do chwilowego obciążenia. Może się to odbywać również automatycznie, co oznacza, że ruch jałowy może odbywać się z maksymalną prędkością, a pod obciążeniem z prędkością, jaka wynika z mocy zainstalowanego silnika napędzającego pompę.

Napęd hydrostatyczny umożliwia bezuderzeniowe i czułe sterowanie mechanizmem w każdej fazie jego ruchu i przy każdym obciążeniu. Pozwala programować rozruch i hamowanie. Stało się to możliwe dzięki coraz ściślejszemu kojarzeniu elektroniki z hydrauliką w całej rodzinie produkowanych już dziś wielkoseryjnie zaworów proporcjonalnych różnych typów i wielkości oraz o dowolnej charakterystyce, jaka jest projektantowi maszyny potrzebna.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Dotyczy to wszystkich rodzajów zaworów sterujących kierunkiem i natężeniem przepływu oraz zaworów sterujących ciśnieniem.

Szczególnie cenną zaletą napędu hydrostatycznego jest możliwość pełnego i skutecznego ograniczenia maksymalnych obciążeń, jakie mogą wystąpić podczas eksploatacji maszyny. Jest to bardzo ważne w konstrukcji maszyn do robót ziemnych, w których obciążenia zależą od trudnych do określenia i zmieniających się często lokalnie oporów urabiania gruntu. Żadne, najlepsze nawet, konstrukcje sprzęgieł przeciążeniowych w mechanicznych układach napędowych nie są w stanie ustrzec maszyn przed uszkodzeniami w takim stopniu, jak mogą to zrobić zawory bezpieczeństwa w hydraulicznym układzie napędowym. Zabezpieczenia termiczne elektrycznego silnika napędowego, z powodu znacznej ich bezwładności cieplnej, także nie mogą być uważane za rozwiązania alternatywne.

Do wad napędu hydrostatycznego możemy zaliczyć fakt, że nie może się on obejść bez silnika napędzającego pompę. Sprawność tego silnika obciąża poważnie sprawność całkowitą układu, tym bardziej, że napęd hydrostatyczny — spełniający w tym przypadku rolę przekładni — ma sprawność wyraźnie niższą od przekładni mechanicznych. Dotyczy to szczególnie układów sterowanych dławieniowo. W układach sterowanych lub regulowanych objętościowo sprawności całkowite zbliżają się do konwencjonalnych napędów elektro-mechanicznych. Nie zawsze jednak sprawność układu jest najważniejsza. W wielu przypadkach udział strat energetycznych, wynikających z gorszej sprawności napędu hydrostatycznego, w całości kosztów związanych z eksploatacją maszyny jest niewielki i nie ma decydującego znaczenia. Tak jest np. w budowie samojezdnych maszyn roboczych, gdzie straty związane z niewykorzystaniem mocy silnika spalinowego przeważają w kosztach eksploatacji.

Istotną cechą hydrostatycznych układów napędowych jest to, że wymagają stosowania ciekłego czynnika roboczego jako nośnika energii. Układ musi być wyposażony w zbiornik, z którego ciecz jest przez pompę pobierana i dokąd wraca po oddaniu energii w silniku. Zwiększa to masę i przestrzeń zabudowy dla układu napędowego, lecz nie w takim stopniu, aby zasadniczo zmniejszyć jego konkurencyjność w stosunku do innych rodzajów napędu. W wielu typach maszyn zbiornik może być ukryty w kadłubie maszyny, w innych może spełniać rolę przeciwwagi dla poprawy stateczności maszyny.

Ciecz robocza, ze względu na konieczność stabilizacji parametrów ruchowych napędu, musi pracować w określonym przedziale temperatur. Wiąże się z tym konieczność stosowania urządzeń grzewczych i chłodnic wymagających dodatkowych nakładów energii, a więc obniżających w efekcie dodatkowo sprawność całkowitą układu napędowego.

Elementy, z których zestawia się układy, są bardzo wrażliwe na zanieczyszczenia cieczy. Układ musi mieć odpowiedni system filtracji, zapewniający systematyczne usuwanie z cieczy zanieczyszczeń stałych, generowanych w układzie na skutek zużycia ściernego współpracujących części lub dostających się do układu z zewnątrz, np. poprzez tłoczyska siłowników. Czystość cieczy jest głównym czynnikiem, od którego zależy trwałość i niezawodność ruchowa elementów.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Przeciwnicy napędu hydrostatycznego maszyn wysuwają zarzut, że nieuniknione — chociażby przy naprawach — wycieki zewnętrzne cieczy nie wpływają korzystnie na estetykę miejsca pracy maszyny. Wycieki te są również niekorzystne ze względu na bezpieczeństwo i higienę pracy. Zarzuty te są tym bardziej uzasadnione, im większa jest niestaranność dozoru i remontu maszyn. Montaż, eksploatacja i remonty hydrostatycznych układów napędowych mogą być powierzane tylko personelowi odpowiednio do tego przygotowanemu.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Podstawowe wiadomości o cieczach roboczych

2

2.1. Wymagania stawiane cieczom

Nośnikiem energii w napędzie hydrostatycznym jest *ciecz*, nazywana także *czynnikiem roboczym* lub *obiegowym*. Jej rola jest podobna pod względem funkcjonalnym do tej, jaką spełnia cięgno w napędach cięgnowych. Dlatego też ciecz roboczą należy uważać za element konstrukcyjny, którego własności wywierają zasadniczy wpływ na pracę układu, a więc na jego charakterystyki i sprawność, a także na trwałość innych elementów i zespołów tworzących układ.

W ł a s n o ś c i c i e c z y stosowanych jako czynnik roboczy w hydrostatycznych układach napędowych powinny być następujące:

— jak najmniejsza zmienność lepkości wraz ze zmianą temperatury w całym przewidywanym zakresie temperatur pracy napędu,

— mała ściśliwość, a więc duży moduł sprężystości objętościowej,

— jak najmniejsza temperatura krzępnięcia i jak najwyższa temperatura zapłonu,

— duże ciepło właściwe, dobra przewodność i mała rozszerzalność cieplna,

— odporność na pienienie się i utlenianie,

— dobre własności smarne w stosunku do wszystkich materiałów konstrukcyjnych, stosowanych na elementy, w całym zakresie temperatur pracy układu,

— jednorodność struktury i trwałość chemiczna,

— obojętność chemiczna w stosunku do metali i materiałów uszczelnień.

Obecnie stosuje się w napędach hydrostatycznych, w zależności od miejsca pracy i przeznaczenia napędzanego urządzenia, następujące r o d z a j e c i e c z y r o b o c z y c h:

— *oleje mineralne* spreparowane z produktów destylacji ropy naftowej,

— *ciecze niepalne* w postaci emulsji oleju w wodzie lub wody w oleju oraz roztworów glikoli w wodzie, a także bezwodnych cieczy syntetycznych.

Jak dotąd najbardziej rozpowszechnione są oleje mineralne, z różnego typu domieszkami uszlachetniającymi, poprawiającymi ich własności zgodnie ze specyficznymi wymaganiami hydrostatycznych układów napędowych. W każdym kraju do dyspozycji projektantów stoi grupa tzw. *olejów hydraulicznych* o

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

zróżnicowanych własnościach. Oleje te spełniają w dużym stopniu wymienione wyżej wymagania, z wyjątkiem bezpieczeństwa przeciwpożarowego. Choć mają wysoką temperaturę samozapłonu, to jednak w zetknięciu z ciałami nagrzanymi do wysokiej temperatury, co ma miejsce np. w maszynach kuźniczych lub hutniczych, mogą być przyczyną pożaru. Ze względu na bezpieczeństwo przeciwpożarowe odchodzi od stosowania olejów mineralnych jako nośnika energii ciśnienia przede wszystkim górnictwo węglowe. Przeciwwskazaniem stosowania olejów w maszynach i urządzeniach górniczych jest również to, że wymagają dużych objętości cieczy roboczej (np. zmechanizowane obudowy górnicze), co ze względu na cenę oleju, podnosi zasadniczo koszty inwestycyjne i eksploatacyjne urządzenia.

Oleje mineralne nie są obojętne dla środowiska naturalnego. Nie mogą być zatem wykorzystywane w układach napędowych urządzeń budownictwa wodnego, w stacjach uzdatniania wody i wszędzie tam, gdzie ewentualne wycieki stanowią bezpośrednie zagrożenie dla wód rzecznych i gruntowych. Ilustracją skali zagrożenia z tym związanego może być fakt, że jeden litr oleju czyni niezdatnym do użytku milion litrów wody pitnej.

Oleje nie mogą być stosowane również w układach napędowych maszyn i urządzeń przemysłu spożywczego, gdzie niedopuszczalne są przecieki do przerabianej żywności, a także plamienie opakowań. Nie można również bez zastrzeżeń stosować olejów w układach napędowych maszyn do produkcji i transportu betonu, ponieważ olej w niewielkiej nawet ilości zmniejsza jego wiązanie, a więc i wytrzymałość.

Nadal poszukuje się najodpowiedniejszych cieczy do napędów hydrostatycznych prowadząc szeroko zakrojone badania w specjalistycznych laboratoriach. Zmierzają one do systematycznej poprawy własności cieczy, wymuszonej coraz liczniejszymi zastosowaniami napędów hydrostatycznych i wzrastającymi stale w stosunku do nich wymaganiami. Poszukuje się także cieczy roboczych na bazie wody, całkowicie niepalnych, o lepkości prawie od temperatury niezależnej, o mniejszej szkodliwości dla środowiska naturalnego, a przede wszystkim tanich.

2.2. Oleje

2.2.1. Ściśliwość i moduł sprężystości

W wykonywanych zwykle obliczeniach statycznych układów napędowych nie ma potrzeby uwzględniać ściśliwości czynnika roboczego. Nie można jednak ściśliwości cieczy pomijać przy analizie zjawisk dynamicznych, występujących w układzie napędowym.

Ściśliwość cieczy charakteryzuje tzw. *współczynnik ściśliwości*, definiowany jako

$$\beta_T = -\frac{1}{V}\left(\frac{\partial V}{\partial p}\right)_T \tag{I-11}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

lub

$$\beta_s = -\frac{1}{V}\left(\frac{\partial V}{\partial p}\right)_s \tag{I-12}$$

W zależnościach tych V wyraża objętość cieczy, a p — ciśnienie. Zależność (I-11) wyraża definicję *izotermicznego*, a zależność (I-12) — *izentropowego współczynnika ściśliwości*. Współczynniki te wyrażają więc wartość względną zmniejszenia się objętości cieczy, wywołanego przyrostem ciśnienia, w pierwszym przypadku przy stałej temperaturze, w drugim — w przemianie izentropowej. Wzajemny związek obu współczynników ujmuje zależność

$$\beta_T = \varkappa \beta_s \tag{I-13}$$

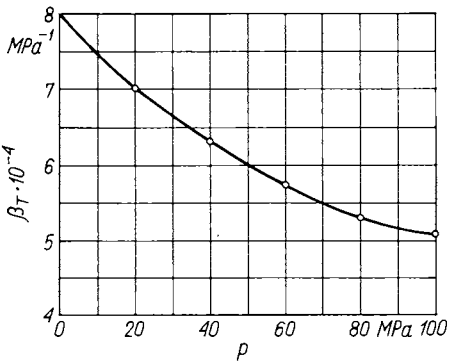
w której $\varkappa$ jest wykładnikiem przemiany adiabatycznej, wyznaczonym stosunkiem ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu c_p i przy stałej objętości c_v, czyli $\varkappa = c_p/c_v$.

Zmiana objętości początkowej czynnika roboczego V_0 przy wzroście ciśnienia o wartość Δp wyrazi się zależnością

$$\Delta V = -\beta V_0 \Delta p \tag{I-14}$$

a objętość końcowa zależnością

$$V = V_0 + \Delta V = V_0(1 - \beta \Delta p) \tag{I-15}$$



Rys. I-2
Zależność izotermicznego współczynnika ściśliwości β_T od ciśnienia p

Z definicji współczynników ściśliwości wynika, że są one wielkościami mianowanymi, wyrażanymi w jednostkach będących odwrotnością ciśnienia oraz to, że ich wartości zależą zarówno od temperatury, jak i ciśnienia. Ze wzrostem temperatury wartość ich wzrasta, ze wzrostem ciśnienia natomiast maleje. Na rys. I-2 podano zależność $\beta_T = f(p)$, wyznaczoną na podstawie wartości średnich dla olejów mineralnych różnych gatunków i o różnej lepkości. Dla większości olejów stosowanych w hydrostatycznych układach napędowych można przyjmować $\beta_T = 5 \cdot 10^{-4} \div 8 \cdot 10^{-4}$ 1/MPa.

Odwrotnością współczynników ściśliwości są moduły sprężystości cieczy, wyrażane w jednostkach ciśnienia.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Izotermiczny moduł sprężystości cieczy jest opisany wzorem

$$E_{cT} = \frac{1}{\beta_T} = -V\left(\frac{\partial p}{\partial V}\right)_T \tag{I-16}$$

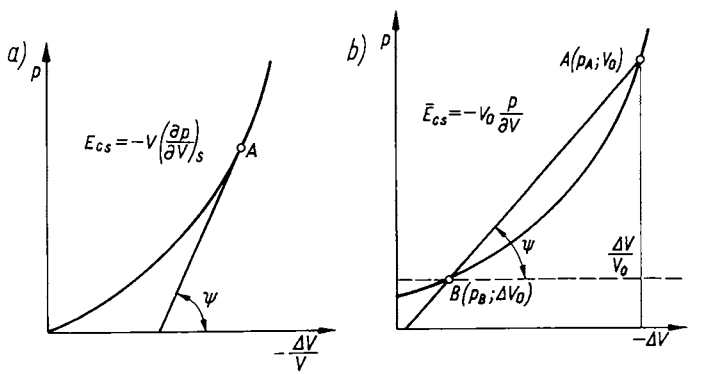
natomiast *izentropowy moduł sprężystości cieczy* wzorem

$$E_{cs} = \frac{1}{\beta_s} = -V\left(\frac{\partial p}{\partial V}\right)_s \tag{I-17}$$

przy czym

$$E_{cT} = \frac{E_{cs}}{\varkappa} \tag{I-18}$$

Ponieważ zależności te nie są dla większości gatunków olejów liniowe, więc wprowadzono pojęcia *modułów stycznych* (*tangensowych*) i *modułów siecznych* (*sekansowych*). W normalnych obliczeniach operuje się wartościami stycznymi, natomiast zawsze wtedy, gdy trzeba uwzględnić w obliczeniach zmiany objętości, stosuje się wartości sieczne. Na rys. I-3a podano definicje *stycznego izentropowego modułu sprężystości* E_{cs}, natomiast na rys. I-3b — jego wartości siecznej $\bar{E}_{cs}$. *Sieczny izentropowy moduł sprężystości* $\bar{E}_{cs}$ jest definiowany, jak widać z rysunku, tangensem kąta nachylenia siecznej łączącej wybrany na krzywej punkt A z punktem B, odpowiadającym stanowi wyjściowemu w rozpatrywanym zakresie zmienności ciśnień.



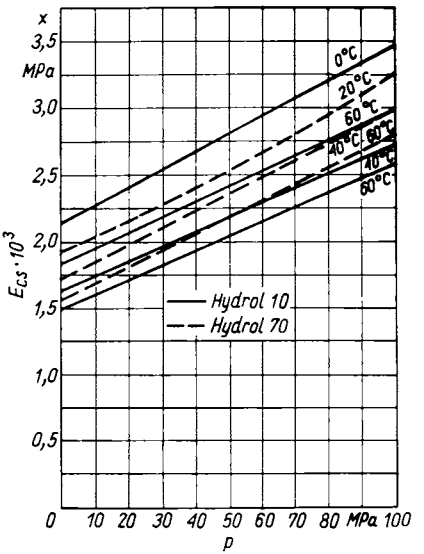
Rys. I-3
Definicje modułu sprężystości izentropowej: a) wartości stycznej, b) wartości siecznej [1]

Na rys. I-4 podano przykładowe zależności izentropowego modułu sprężystości dwóch krajowych olejów hydraulicznych (Hydrol 10 i Hydrol 70) wyznaczonych eksperymentalnie metodą ultradźwiękową [1]. Wyznaczenia izotermicznego modułu można dokonać wg relacji (I-18), przyjmując dla olejów $\varkappa = 1{,}16 \div 1{,}18$ dla temperatur $40 \div 60°C$.

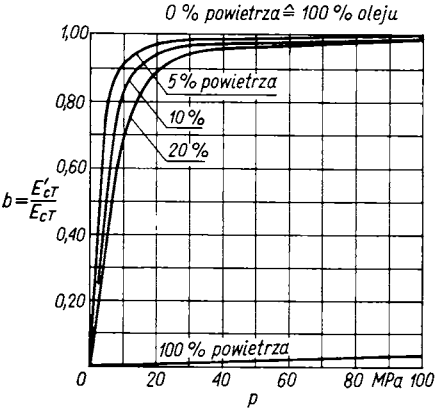
W obliczeniach wstępnych można przyjmować $E_{cT} = 1{,}25 \cdot 10^3 \div 2{,}0 \cdot 10^3$ MPa. Wartości mniejsze przyjmuje się zwykle dla olejów o mniejszym ciężarze właściwym. Dla wody i emulsji wodnych można przyjmować $E_{cT} = 2 \cdot 10^3$ MPa.

Ściśliwość olejów zależy w dużym stopniu od zawartości nierozpuszczonego powietrza. Rendel i Allen [2] stwierdzają, że stosunek modułu sprężystości oleju

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-4. Zależność stycznego izentropowego modułu sprężystości olejów E_{cs} od ciśnienia p dla oleju Hydrol 10 (linia ciągła) i Hydrol 70 (linia przerywana)



Rys. I-5. Zależność współczynnika b, zmniejszającego wartość izotermicznego modułu sprężystości cieczy na skutek jej zapowietrzenia, od ciśnienia p przy temperaturze 50°C

zapowietrzonego E'_{cT} do modułu sprężystości oleju czystego E_{cT} określa wyrażenie

$$b = \frac{E'_{cT}}{E_{cT}} = \frac{\frac{V_c}{V_g} + 1}{\frac{V_c}{V_g} + E_{cT}\frac{p_0}{p^2}} \tag{I-19}$$

gdzie: V_c — objętość cieczy przy ciśnieniu atmosferycznym p_0, V_g — objętość powietrza przy ciśnieniu atmosferycznym p_0, p — ciśnienie robocze układu.

Na rys. I-5 przedstawiono wykreślnie zależność współczynnika b od ciśnienia i stopnia zapowietrzenia cieczy o temperaturze 50°C.

Ściśliwość cieczy sprawia, iż tłok w cylindrze hydraulicznym może doznawać przemieszczeń pod wpływem zmian obciążenia zewnętrznego. Przemieszczenie tłoka Δs przy wzroście ciśnienia o wartość Δp można wyznaczyć ze wzoru wyprowadzonego z zależności (I-14) w postaci

$$\Delta s = \beta s \Delta p \tag{I-20}$$

Jeżeli przyjąć np. wzrost obciążenia cylindra równy $\Delta p = 10$ MPa dla tłoka odległego od denka cylindra o $s = 1000$ mm oraz współczynnik ściśliwości $\beta = 6{,}5 \cdot 10^{-4}$ m^2/MN, to przemieszczenie, jakiego dozna tłok, wyniesie

$$\Delta s = 6{,}5 \cdot 10^{-4} \cdot 10^3 \cdot 10 = 6{,}5 \text{ mm}$$

W rzeczywistości przemieszczenie to będzie jeszcze większe, ponieważ wzrost obciążenia spowoduje także zwiększenie odkształceń sprężystych cylindra oraz przewodów doprowadzających ciecz, a więc zwiększenie ich po-

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

jemności. W większości układów napędowych przemieszczenia te nie mają większego znaczenia. Należy się jednak z nimi liczyć wówczas, gdy:

— tłok w cylindrze musi zajmować dokładnie określone położenie niezależnie od obciążenia zewnętrznego,

— przemieszczenie tłoka wynikające z bardzo małej nastawialnej prędkości roboczej jest liczbowo tego samego rzędu, co przemieszczenie powstałe na skutek ściśliwości cieczy i odkształceń sprężystych elementów układu napędowego,

— tłok powinien reagować na impulsy sterujące tak, aby opóźnienia te nie przekroczyły określonych wartości.

Przykładem występowania zwłoki czasowej, z którą należy się liczyć, może być prasa hydrauliczna. Załóżmy objętość cylindra roboczego pracy $V_0 = 50$ dm^3 oraz zasilanie pompą wyporową dwustopniową. Stopień niskiego ciśnienia $p_1 = 1{,}5$ MPa realizuje szybki ruch dostawczy, a stopień wysokociśnieniowy, np. $p_2 = 31{,}5$ MPa, zasila cylinder podczas cyklu prasowania. Jeśli wydajność pompy wysokociśnieniowej wynosi $Q_2 = 6{,}7$ dcm^3/min, a $\beta = 6{,}5 \cdot 10^{-4}$ m^2/MN, to zgodnie ze wzorem (I-14) zmiana objętości wyniesie

$$\Delta V = \beta V_0 (p_2 - p_1) = 6{,}5 \cdot 10^{-4} \cdot 50(31{,}5 - 1{,}5) = 0{,}975 \text{ dm}^3 \approx 1 \text{ dm}^3$$

Czas od chwili włączenia pompy wysokociśnieniowej do osiągnięcia maksymalnego nacisku prasy będzie wynosił

$$t = 60\frac{\Delta V}{Q_2} = \frac{1 \cdot 60}{6{,}7} \approx 9s$$

2.2.2. Rozszerzalność objętościowa

Przy podgrzewaniu cieczy zwiększa się jej objętość. Zmianę objętości cieczy wraz ze zmianą temperatury charakteryzuje *współczynnik rozszerzalności objętościowej* przy stałym ciśnieniu p definiowany jako

$$\alpha = \frac{1}{V}\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_p \tag{I-21}$$

gdzie V oznacza objętość w temperaturze początkowej.

Średnia wartość współczynnika rozszerzalności objętościowej przy wzroście temperatury o ΔT wynosi

$$\alpha = \frac{1}{V_0}\frac{\Delta V}{\Delta T} \tag{I-22}$$

a przyrost objętości

$$\Delta V = \alpha V_0 \Delta T \tag{I-23}$$

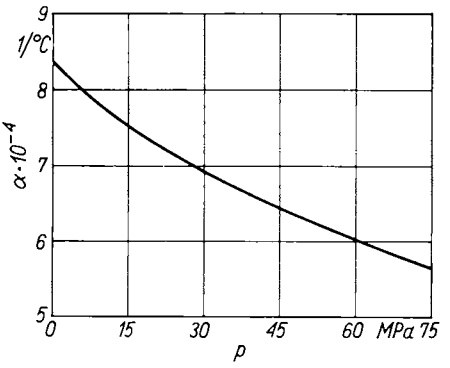
oraz objętość końcowa

$$V_T = V_0 + \Delta V = V_0(1 + \alpha \Delta T). \tag{I-24}$$

Wychodząc z tego równania, można wyznaczyć zależność opisującą gęstość czynnika po ogrzaniu o ΔT, jeśli jest znana jej wartość początkowa ϱ

$$\varrho_T = \frac{\varrho}{1 + \alpha \Delta T} \tag{I-25}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-6
Zależność współczynnika rozszerzalności objętościowej α od ciśnienia oleju p

Wartość współczynnika α dla cieczy, stosowanych jako czynnik roboczy w hydraulicznych układach napędowych, jest praktycznie niezależna od temperatury, zależy natomiast od ciśnienia roboczego. Zależność tę dla przeciętnych olejów ilustruje wykres na rys. I-6. Dla ciśnień roboczych stosowanych w napędach hydrostatycznych można przyjmować średnio $\alpha = 7 \cdot 10^{-4}$ 1/°C. Wynika stąd, że przy ogrzaniu o 1°C objętość wzrasta, a gęstość maleje o ok. 0,07%. Zakładając maksymalny wzrost temperatury równy $\Delta T = 50$°C, należy liczyć się ze wzrostem objętości cieczy równym $\Delta V = 3{,}5\%$. Jest to wzrost nieznaczny i w większości przypadków może być pominięty. Nie wolno go jednak lekceważyć wówczas, gdy zamknięte szczelnie objętości są narażone na podgrzanie, jak np. w cylindrach hydraulicznych pracujących w mechanizmach maszyn i urządzeń hutniczych. Jeśli współczynnik rozszerzalności stali, jako materiału z którego jest wykonany cylinder, wynosi α_0, to przy wzroście temperatury cylindra o wartość ΔT wystąpi w nim wzrost ciśnienia o wartość

$$\Delta p = (\alpha - \alpha_0) E_s \Delta T \tag{I-26}$$

gdzie E_s jest izentropowym modułem sprężystości czynnika roboczego.

Przyjmując np. $\alpha = 7 \cdot 10^{-4}$ 1/°C, $\alpha_0 = 3{,}6 \cdot 10^{-5}$ 1/°C, $E_s = 1{,}5 \cdot 10^3$ MPa oraz $\Delta T = 50$°C otrzymuje się

$$\Delta p = (7 \cdot 10^{-4} - 3{,}6 \cdot 10^{-5}) 1{,}5 \cdot 10^3 \cdot 50 \approx 50 \text{ MPa}$$

Do takich przeciążeń oczywiście dopuścić nie wolno. Układ cylindra musi być zatem zabezpieczony przed taką ewentualnością za pomocą odpowiedniej konstrukcji zaworu maksymalnego.

2.2.3. Ciepło właściwe i przewodnictwo cieplne

W czasie pracy układu hydraulicznego na skutek oporów przepływu czynnika wywiązuje się ciepło, powodujące wzrost jego temperatury. Wzrost ten zależy od własności cieplnych czynnika, określonych przez *ciepło właściwe* oraz *współczynnik przewodzenia ciepła.*

Średnie ciepło właściwe dla olejów mineralnych w zakresie temperatur 0°C ÷ 100°C wynosi $c = 1{,}88 \div 2{,}10$ kJ/kg · °C. Jest to wartość około dwukrotnie mniejsza niż dla wody. Jeden kg czynnika jest więc w stanie przyjąć przy

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

podgrzaniu o 1°C energię równą 1,88 ÷ 2,1 kJ. Łatwo obliczyć, że ta ilość ciepła powstanie na skutek straty ciśnienia w układzie równej ok. 2 MPa. Przy spadku ciśnienia wynoszącym 10 MPa należy liczyć się ze wzrostem temperatury oleju o $\Delta T = \Delta p/c\varrho \approx 5°C$.

Współczynnik przewodzenia ciepła dla olejów mineralnych można przyjmować równy $\lambda = 0{,}134$ W/m·°C $\approx 0{,}482$ kJ/m·h·°C. Jest to wartość ok. pięć razy mniejsza niż dla wody.

Woda jako czynnik roboczy jest więc pod względem cieplnym znacznie lepsza od olejów; ma większą pojemność cieplną oraz znacznie lepszą zdolność przewodzenia ciepła, co znacznie ułatwia odprowadzenie ciepła do otoczenia.

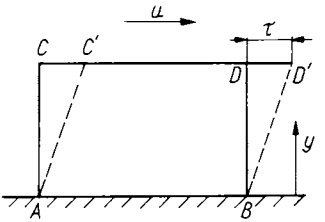
2.2.4. Lepkość

2.2.4.1. Definicja i jednostki

Lepkość cieczy jest określona siłami tarcia wewnętrznego, występującymi w czasie ruchu względnego sąsiednich warstw cieczy. Jeśli w cieczy traktowanej jako ośrodek ciągły wyodrębnić element *ABCD* (rys. I-7), to na skutek różnicy prędkości, jaka wystąpi na powierzchniach *AB* i *CD*, element dozna odkształcenia i przyjmie postać *ABC'D'*. Odkształcenie elementu jest wywołane *naprężeniami stycznymi* τ, które pojawią się między poszczególnymi warstwami przepływającej cieczy. Naprężenia te są określone *równaniem Newtona* w postaci

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \tag{I-27}$$

w którym $\frac{du}{dy} = \lim_{\Delta y \to 0} \frac{\Delta u}{\Delta y}$ jest gradientem prędkości w kierunku prostopadłym do kierunku przepływu.



Rys. I-7
Odkształcenie postaciowe elementu cieczy lepkiej w ruchu

Współczynnik proporcjonalności μ w równaniu (I-27) nosi nazwę *współczynnika lepkości dynamicznej*. Jest to wielkość mianowana w N·s/m^2 i wyraża naprężenia styczne, jakie występują między warstwami cieczy odległymi od siebie o 1 m, mierząc w kierunku prostopadłym do kierunku ruchu cieczy, jeśli prędkość wzrośnie o 1 m/s.

Jednostką lepkości dynamicznej jest 1 puaz, $1\text{P} = 10^{-1}\text{N}\cdot\text{s/m}^2$. Dla potrzeb praktyki jest to jednostka zbyt duża, dlatego też najczęściej stosuje się jednostkę 10^2 razy mniejszą, a więc

$$1 \text{ centypuaz} = 1\text{cP} = 10^{-2}\text{P} = 10^{-3}\text{N}\cdot\text{s/m}^2$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

W obliczeniach dogodniej jest posługiwać się *współczynnikiem lepkości kinematycznej* ν wyrażonym stosunkiem lepkości dynamicznej μ do gęstości cieczy ϱ

$$\nu = \frac{\mu}{\varrho} \tag{I-28}$$

Współczynnik lepkości kinematycznej, nazywany także *współczynnikiem zawiesistości*, ma miano m^2/s. Stosowaną jednostką lepkości kinematycznej jest 1 stokes = 1 St = 1 $cm^2/s = 10^{-4}$ m^2/s. W praktyce operuje się jednostką 10^2 razy mniejszą.

1 centystokes = 1 cSt = 10^{-2} St = 10^{-6} m^2/s = 1 mm^2/s

Przejścia z lepkości kinematycznej na lepkość dynamiczną można dokonać, korzystając z zależności (I-28). Jeśli podstawić do niej lepkość kinematyczną w cSt a gęstość w kg/m^3, to lepkość dynamiczną w cP wyznacza się z zależności

$$\mu = 10^{-3}\varrho\nu \tag{I-28a}$$

Przyjmując dla większości stosowanych olejów $\varrho = 900$ kg/m^3, otrzymuje się

$$\mu = 0{,}9\nu \tag{I-28b}$$

Niezależnie od obu tych współczynników są stosowane często różnie definiowane jednostki dla oznaczenia tzw. *lepkości względnej*. W większości krajów europejskich są w użyciu tzw. *stopnie Englera* (°E). Lepkość względna oleju w stopniach Englera wyraża, zgodnie z normą PN-77/C-04014, stosunek czasu wypływu 200 cm^3 oleju z lepkościomierza Englera w temperaturze t°C do czasu wypływu takiej samej ilości wody destylowanej w temperaturze 20°C. Lepkość wg Englera podaje się zwykle dla temperatur 20, 50 i 100°C. Spośród innych miar lepkości względnej są znane tzw. *sekundy Redwooda* "R, stosowane w Wielkiej Brytanii, oraz *sekundy Saybolta* "S, stosowane w USA. Wszystkie te jednostki umożliwiają ocenę lepkości i porównanie różnych rodzajów oleju między sobą. W obliczeniach układów napędowych nie mogą być stosowane, mają znaczenie jedynie w handlu olejami. W literaturze przedmiotu są podane różne wzory, wykresy lub tablice pozwalające przeliczać jednostki lepkości względnej na jednostki, którymi operuje się w praktyce obliczeniowej przy konstruowaniu elementów i projektowaniu układów napędowych. Przeliczenie lepkości względnej wyrażanej w °E na lepkość kinematyczną wyrażoną w cSt umożliwia przybliżona zależność

$$\nu = 7{,}46(°E) - \frac{6{,}43}{(°E)}\text{cSt} \tag{I-29}$$

2.2.4.2. Wpływ temperatury na lepkość olejów

Lepkość cieczy wyraża opór wewnętrzny, jaki występuje między sąsiednimi warstwami cieczy w czasie ruchu. Ze wzrostem temperatury ciecze zwiększają swoją objętość. Ta sama liczba molekuł zajmuje przy wyższej temperaturze

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

większą objętość, a więc tarcie wewnętrzne cieczy w ruchu będzie mniejsze. Zmienność lepkości olejów z temperaturą jest różna i zależy od lepkości początkowej, składu oraz sposobu rafinacji oleju. Oleje o mniejszej lepkości początkowej odznaczają się na ogół mniejszą zmiennością lepkości z temperaturą, a więc są pod tym względem lepsze od olejów o większej lepkości.

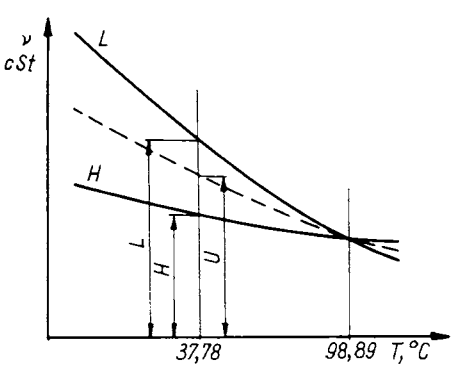
Ocenę olejów ze względu na zmienność ich lepkości wraz z temperaturą umożliwia tzw. *wskaźnik lepkości WL* oraz tzw. *współczynnik kierunkowy*. Wskaźnik lepkości, zgodnie z normą PN-73/C-04015, jest to liczba niemianowana określająca zmianę lepkości badanego oleju w zależności od zmiany temperatury w stosunku do lepkości przyjętych dwóch olejów wzorcowych, które w temperaturze 98,89°C są takie same, jak lepkość oleju badanego w tej temperaturze. Zasadę wyznaczania wskaźnika lepkości ilustruje rys. I-8. Dla *oleju wzorcowego* o dużej zmienności lepkości z temperaturą, przyjęto $WL = 0$, natomiast dla oleju wzorcowego o małej zmienności lepkości przyjęto $WL = 100$. Wskaźnik lepkości badanego oleju wyznacza się ze wzoru

$$WL = \frac{(L-U)100}{L-H} \tag{I-30}$$

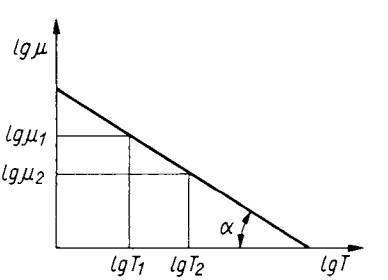
gdzie: L — lepkość kinematyczna oleju wzorcowego o $WL = 0$ w temperaturze 37,78°C, cSt, H — lepkość kinematyczna oleju wzorcowego o $WL = 100$ w temperaturze 37,78°C, cSt, U — lepkość kinematyczna oleju badanego w temperaturze 37,78°C, cSt.

Wartości liczbowe L, H, $D = (L-H)$ są stabelaryzowane w normie PN-73/C-04015.

Amerykanie Dean i Davis, opracowując metodę oceny olejów za pomocą wskaźnika lepkości, zakładali, że krzywe $\nu = f(T)$ dla wszystkich olejów będą leżały w obszarze wyznaczonym krzywymi dla olejów wzorcowych. Współcześnie krzywe dla wielu gatunków olejów leżą poza zakresem wyznaczonym przez krzywe L i H. Dotyczy to w szczególności olejów stosowanych w hydraulicznych układach napędowych, dla których wskaźnik lepkości powinien być większy od 100. Drugim powodem rosnącej niechęci do stosowania



Rys. I-8. Zasada wyznaczania wskaźnika lepkości olejów



Rys. I-9. Interpretacja współczynnika kierunkowego określającego zmiany lepkości spowodowane zmianą temperatury

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

wskaźnika lepkości jest to, że nie pozwala określić lepkości oleju w dowolnej temperaturze na podstawie znanej wartości w temperaturze odniesienia.

Literatura fachowa podaje wzory umożliwiające wyznaczenie lepkości olejów w dowolnej temperaturze. Dla maksymalnego, występującego w napędach hydrostatycznych, zakresu temperatur $20 \div 60°C$ dobre wyniki daje *wzór Herschela*

$$\mu = AT^{-k} \tag{I-31}$$

gdzie A jest stałą zależną od rodzaju oleju.

Podstawiając do wzoru kolejno dwie zmierzone wartości dla dwóch różnych temperatur i dzieląc obie relacje stronami przez siebie, otrzymuje się

$$\frac{\mu_1}{\mu_2} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^k \tag{I-32}$$

Po zlogarytmowaniu i przekształceniach otrzymuje się wyrażenie określające *współczynnik kierunkowy prostej* (rys. I-9), obrazującej w układzie prostokątnym o podziałce logarytmicznej zmienność lepkości z temperaturą

$$k = \frac{\lg\mu_1 - \lg\mu_2}{\lg T_2 - \lg T_1} = \operatorname{tg}\alpha \tag{I-33}$$

Znając zatem współczynnik kierunkowy k oraz lepkość oleju μ_0 w temperaturze T_0, można łatwo wyznaczyć lepkość μ w dowolnej temperaturze T z wystarczającą dokładnością dla zakresu temperatur $20 \div 60°C$ z zależności

$$\mu = \mu_0\left(\frac{T_0}{T}\right)^k \tag{I-34}$$

Dla olejów hydraulicznych współczynnik kierunkowy k przyjmuje wartości $2 \div 3$.

2.2.4.3. Wpływ ciśnienia na lepkość olejów

Lepkość olejów zwiększa się ze wzrostem ciśnienia. Zwiększenie lepkości olejów poddanych działaniu niedużych ciśnień jest stosunkowo niewielkie. Przy dużych ciśnieniach wzrost ten jest szybszy. Zależność lepkości od ciśnienia można z dostateczną w praktyce dokładnością wyrazić wzorem

$$\mu \approx \mu_0 e^{Bp} \tag{I-35}$$

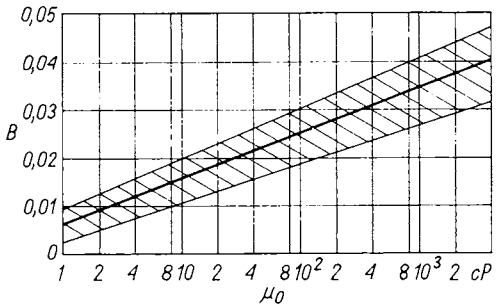
gdzie: μ jest współczynnikiem lepkości dynamicznej w cP przy ciśnieniu p w MPa, zaś μ_0 — przy ciśnieniu atmosferycznym.

Wyniki pomiarów [3] wykonanych dla około osiemdziesięciu różnych olejów pochodzenia mineralnego w szerokim zakresie zmian lepkości, przedstawione na rys. I-10, pozwalają ustalić zależność współczynnika B od lepkości wyjściowej μ_0

$$B = 0{,}006 + 0{,}0097 \lg\mu_0 \tag{I-36}$$

Podstawiając do równania (I-35) wartość B w m^2/MN dla lepkości początkowej $\mu_0 = 30$ cP oraz ciśnienie $p = 32$ MPa, uzyskuje się wartość

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-10
Zależność współczynnika B od lepkości wyjściowej μ_0

$\mu \approx 2\mu_0$, a więc podwojenie wartości początkowej. Ciśnienie podwojenia lepkości jest tym mniejsze, im większa jest lepkość μ_0 przy ciśnieniu atmosferycznym.

Obie zależności (I-34) i (I-35) można połączyć pisząc

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T_0}{T}\right)^k e^{Bp} \tag{I-37}$$

Otrzymuje się wówczas współczynnik lepkości dynamicznej przy dowolnym ciśnieniu p i temperaturze T, jeśli jest znana wartość μ_0 przy ciśnieniu atmosferycznym i w temperaturze T_0.

2.2.5. Pienienie się olejów

Jedną z przyczyn, niezupełnie dotąd wyjaśnionego, zjawiska *pienienia się olejów* jest wywiązywanie się rozpuszczonego w nich powietrza. Rozpuszczalność gazów w olejach, w zakresie ciśnień do 30 MPa, jest wprost proporcjonalna do ciśnienia i wyraża się wzorem

$$V_g = \alpha_v V_c p \tag{I-38}$$

gdzie: V_g — objętość rozpuszczonego gazu, odniesiona do ciśnienia atmosferycznego i temperatury 0°C, V_c — objętość cieczy, p — ciśnienie cieczy w MPa.

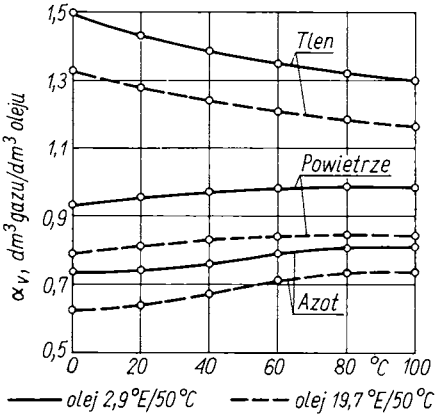
Występujący we wzorze (I-38) współczynnik α_v jest *współczynnikiem Bunsena* wyrażającym objętość gazu, która rozpuszcza się w jednostce objętości cieczy w temperaturze 0°C i przy ciśnieniu atmosferycznym.

Wartość współczynnika α_v zależy od rodzaju rozpuszczanego gazu oraz od temperatury i lepkości oleju. Na rys. I-11 przedstawiono graficznie zależność α_v dla powietrza oraz jego składników od temperatury i lepkości wyjściowej oleju. Rozpuszczalność tlenu, jak widać na rysunku, ze wzrostem temperatury maleje, powietrza i azotu natomiast nieznacznie wzrasta. Z rysunku widać ponadto, że rozpuszczalność gazów w olejach o większej lepkości jest mniejsza. Zależność tę ilustrują lepiej wykresy na rys. I-12. Dla wszystkich trzech gazów współczynnik α_v maleje ze wzrostem lepkości. Różnice rozpuszczalności gazów w olejach różnego pochodzenia są nieznaczne przy tej samej lepkości [4].

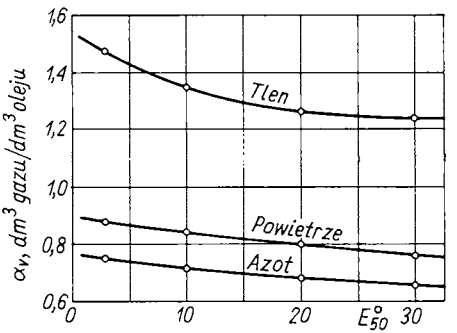
Stan nasycenia powietrzem 100 cm^3 oleju mineralnego o dużej lepkości (np. Hydrol 70) przy ciśnieniu 30 MPa i w temperaturze 25°C osiąga się po

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

rozpuszczeniu 2250 cm^3 powietrza odniesionych do warunków normalnych, tzn. do ciśnienia atmosferycznego i temperatury 20°C. Czas niezbędny do osiągnięcia stanu nasycenia zależy od stosunku powierzchni kontaktu do objętości całkowitej oleju oraz intensywności mieszania oleju. Jest zrozumiałe, że intensywne burzenie się oleju w zbiorniku będzie sprzyjać wchodzeniu powietrza w roztwór.



Rys. I-11. Zależność współczynnika Bunsena α_v dla powietrza i jego składników od temperatury i lepkości oleju



Rys. I-12. Zależność współczynnika Bunsena α_v dla powietrza i jego składników od lepkości oleju

Podczas spadku ciśnienia oleju poniżej wartości, przy której miało miejsce rozpuszczanie się powietrza, pewna jego ilość będzie z roztworu wydzielona. Proces ten będzie się odbywał dopóty, dopóki nie nastąpi równowaga między fazą ciekłą a gazową dla nowych warunków. Wydzielanie się powietrza odbywa się na ogół szybciej niż jego rozpuszczanie, a szybkość wydzielania się zależy także od lepkości i intensywności burzenia się oleju w zbiorniku. Wydzielanie się powietrza może wystąpić nie tylko w zbiorniku, lecz także w układzie hydraulicznym zarówno po stronie ssawnej, jak i tłocznej, we wszystkich miejscach, gdzie występują nagłe spadki ciśnień. Powstaje wówczas *kawitacja* z wszystkimi jej skutkami (spadek sprawności objętościowej pompy, drgania, hałaśliwość układu, zużycie erozyjne elementów, przyspieszone starzenie się olejów).

Jeśli ilość oleju w układzie napędowym jest mała, a szybkość krążenia w obiegu duża, to olej będzie pozostawał w zbiorniku krótko, a zdyspergowane w nim powietrze nie zdąży się wydzielić. Jest więc możliwe, że będzie ponownie zassane przez pompę i wprowadzone w obieg.

Obecność gazów w czynniku roboczym może być spowodowana tym, że:

— pompa może zasysać powietrze przez nieszczelny przewód ssawny lub bezpośrednio ze zbiornika, w którym poziom oleju jest za niski,

— przewód spływowy w zbiorniku leży ponad zwierciadłem i rozbryzgujący się olej miesza się z powietrzem,

— nowo uruchomiony układ nie był starannie odpowietrzony,

— akumulatory gazowe są nieszczelne.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Zapowietrzenie olejów mineralnych jest przyczyną przyspieszonego starzenia się oraz pogorszenia własności smarnych olejów. Zmniejszenie skłonności olejów do pienienia się można osiągnąć za pomocą specjalnych dodatków, najczęściej związków silikonowych przyspieszających rozkład piany i wydzielanie się z niej powietrza.

2.2.6. Własności smarne

Systematyczny wzrost ciśnień roboczych w hydrostatycznych układach napędowych wywołuje wzrost nacisków powierzchniowych między częściami pozostającymi w ruchu względnym. Ciecz robocza będąca czynnikiem obiegowym a zarazem smarującym, powinna również i tym wymaganiom sprostać. Powinna zatem zapewnić dobre smarowanie współpracujących powierzchni, tzn. tworzyć między nimi warstwę smarującą o dobrej przyczepności do powierzchni metalicznych, dużej jej wytrzymałości i o odpowiedniej lepkości. *Własności smarne* odgrywają zasadniczą rolę, zwłaszcza przy przenoszeniu obciążeń, decydują o tarciu i o odporności na zużycie współpracujących powierzchni w elementach układów napędowych, takich jak pompy i silniki. Własności te powinny być zachowane w całym zakresie dopuszczalnych temperatur pracy układu. Zwykłe oleje mineralne stosowane w budowie maszyn nie zawsze mogą te wymagania spełniać w odróżnieniu od olejów hydraulicznych, które zawierają dodatki poprawiające własności smarne, a tym samym zmniejszające zużycie elementów. Korzystne oddziaływanie tych dodatków uwidacznia się także w zmniejszeniu tarcia, a więc w obciążeniu temperatury oleju obiegowego w zbiorniku. Dodatki poprawiające własności smarne mogą mieć jednak niekorzystny wpływ na inne równie ważne własności olejów, jak np. oddziaływanie oleju na uszczelki.

2.2.7. Własności deemulgacyjne

W układach hydraulicznych dostaje się do olejów zawsze pewna ilość wody, chociażby na skutek kondensacji pary wodnej zawartej w powietrzu znajdującym się nad zwierciadłem cieczy w zbiorniku. Woda nie wchodzi z olejami w związki chemiczne, lecz tworzy emulsje. Domieszki wody w oleju pogarszają jego własności smarne, wpływają na zmianę lepkości oraz wywołują korozję, a więc przyspieszają zużycie części konstrukcyjnych elementów, z których skompletowano układ. W określonych miejscach układu może nastąpić odparowanie wody, w wyniku czego powstaną poduszki parowe wywołujące drgania i uderzenia w czasie eksploatacji układu. Oleje powinny zatem odznaczać się odpornością na tworzenie emulsji oraz zdolnością do jej szybkiego rozpadu, a więc wytrącania się wody z oleju. *Własności deemulgacyjne* można poprawić, dodając do olejów hydraulicznych odpowiednie *dodatki przeciwemulgacyjne.*

2.2.8. Działanie korozyjne

Metale i ich stopy stosowane zwykle na elementy hydrauliczne są odporne na działanie olejów pochodzenia mineralnego, a o korozji można mówić dopiero

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

wówczas, gdy w oleju znajduje się woda. Ponieważ oleje hydrauliczne, zawierające wszelkiego rodzaju dodatki uszlachetniające, mogą przyjąć więcej wody niż czyste rafinaty, to niebezpieczeństwo korozji jest większe. Już śladowa nawet zawartość wody przy podwyższonych temperaturach oleju może wywoływać korozję części. Stosuje się więc *dodatki antykorozyjne*, których działanie polega na tworzeniu się warstwy ochronnej na powierzchniach części, neutralizowaniu produktów reakcji chemicznych agresywnych w stosunku do metali lub zapobieganiu ich powstawania.

2.2.9. Agresywność olejów w stosunku do uszczelnień

Wszystkie materiały stosowane współcześnie do wyrobu uszczelnień są czułe na działanie olejów mineralnych. Działanie to wyraża się *pęcznieniem* lub *twardnieniem uszczelek*. Decydujące pod tym względem znaczenie mają: temperatura, czas oddziaływania na uszczelkę oraz lepkość i struktura oleju. Pęcznienie uszczelek jest większe w wyższej temperaturze i dłuższym czasie przetrzymywania ich w oleju. Oleje o mniejszej lepkości powodują z reguły większe pęcznienie uszczelek niż oleje bardziej lepkie.

Oddziaływanie olejów na uszczelki określa się podając czas i temperaturę próby pęcznienia, twardość przed i po próbie moczenia uszczelek w oleju oraz zmianę jej objętości w procentach. Jako dopuszczalną wartość graniczną zmiany objętości uszczelek, poddanych działaniu olejów o temperaturze 80°C w czasie 100 h, przyjmuje się 3%. Ogólnie można stwierdzić, że pęcznienie uszczelek w olejach uszlachetnionych dodatkami jest większe niż w olejach czystych. Wynika z tego wniosek, że przy wyborze olejów podstawowych do produkcji olejów hydraulicznych należy brać pod uwagę jedynie olej o małej agresywności w stosunku do uszczelek.

Pewien pogląd na oddziaływanie olejów na materiały stosowane do wyrobu uszczelek, a w szczególności na gumę i jej mieszanki, daje tzw. *punkt anilinowy dla oleju*. Punkt anilinowy, którego pomiar określa norma PN/C-04028, jest definiowany jako najniższa temperatura, przy której olej miesza się z równą objętościowo ilością aniliny. Im wyższy jest punkt anilinowy, tym słabsze jest szkodliwe oddziaływanie oleju na uszczelki.

2.2.10. Temperatura zapłonu i krzepnięcia

Jednym z zarzutów, jakie wysuwa się pod adresem napędów hydrostatycznych, jest palność olejów. Najniższe *temperatury zapłonu*, tzn. temperatury przy których następuje zapłon od zbliżonego do cieczy otwartego płomienia, są zależne — dla olejów pochodzenia mineralnego — od rodzaju oleju i są przeważnie znacznie wyższe od 150°C. *Temperatury samozapłonu* są jeszcze wyższe. W normalnych warunkach rzadko spotyka się przypadki, kiedy temperatury te mogłyby wystąpić. Jeśli się więc mówi o niebezpieczeństwie pożaru, to chodzi tu nie tyle o jego wzniecanie, co podtrzymywanie i rozprzestrzenianie.

Drugą charakterystyczną temperaturą dla czynnika roboczego jest *temperatura krzepnięcia*, aczkolwiek o krzepnięciu trudno w przypadku olejów

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

mineralnych mówić. W niskich temperaturach oleje — zanim skrzepną — przechodzą przez stan galaretowatości, w którym tracą już zdolność przepływu przez przewody w sieci i kanały w elementach układu napędowego. W tej sytuacji mówiąc o temperaturze krzepnięcia olejów hydraulicznych, rozumie się ją jako *temperaturę utraty zdolności płynięcia* w przewodach zamkniętych. Znajomość jej nabiera znaczenia w układach napędowych maszyn pracujących na wolnym powietrzu, szczególnie ze względu na trudności rozruchowe po dłuższym okresie postoju w temperaturach poniżej 0°C. Podczas normalnej pracy maszyny czynnik roboczy ma temperaturę znacznie wyższą od temperatury otoczenia.

2.2.11. Starzenie się olejów

Przez *starzenie się oleju* rozumie się systematycznie przebiegający proces pogarszania się jego własności fizyko-chemicznych, głównie na skutek utleniania się. Oleje są utleniane tlenem zawartym w powietrzu w postaci rozpuszczonej lub nierozpuszczonej, albo stykającym się z olejem na powierzchni zwierciadła w zbiorniku. Końcowymi produktami utleniania olejów podczas eksploatacji są liczne produkty rozpuszczalne, takie jak kwasy lub smoły, częściowo rozpuszczalne lub zupełnie nierozpuszczalne, wytrącające się w postaci zawiesin i szlamów mogących się odkładać w szczelinach utworzonych przez współpracujące powierzchnie elementów hydraulicznych. Proces starzenia się oleju prowadzi więc do wzrostu ilości osadów, wzrostu liczby kwasowej i liczby zmydlania oraz zmniejszenia się jego lepkości.

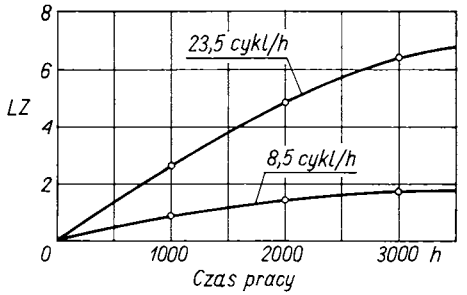
Liczba kwasowa, zgodnie z normą PN-67/C-04066, wyraża liczbę miligramów wodorotlenku potasowego (KOH) potrzebną do zobojętnienia wolnych kwasów zawartych w 1 g oleju. Oleje mineralne zawierają zwykle pewną ilość kwasów organicznych. Niektóre z nich zwiększają częściowo smarność olejów, mogą jednak, szczególnie gdy są to kwasy niskodrobinowe, powodować korozję części metalowych elementów. Dlatego też dla olejów stosowanych w hydrostatycznych układach napędowych liczba kwasowa nie powinna przekraczać wartości 0,5.

Oprócz kwasów wolnych, mogą w oleju znajdować się również kwasy w postaci związanej. Ilość ich można określić za pomocą tzw. *liczby zmydlenia LZ*, definiowanej — zgodnie z normą PN-71/C-04524 — liczbą miligramów KOH potrzebną do zmydlenia 1 g badanego oleju i zobojętnienia zawartych w nim wolnych i związanych kwasów organicznych.

Starzenie się oleju jest funkcją temperatury i czasu pracy. Im wyższa jest temperatura oleju, tym szybciej zachodzi proces utleniania, a więc wzrost kwasowości. Jeśli w temperaturze otoczenia i przy ciśnieniu atmosferycznym proces utleniania jest bardzo powolny, to w temperaturze ponad 60°C szybkość utleniania wzrasta dwukrotnie przy podgrzaniu oleju o każde 10°C. Podczas pracy ciągłej napędu, szczególnie wtedy, gdy ilość czynnika w układzie jest mała, temperatury oleju mogą być wyższe. Temperatura 80°C nie jest rzadkością w układach napędowych samojezdnych maszyn roboczych w okresie lata.

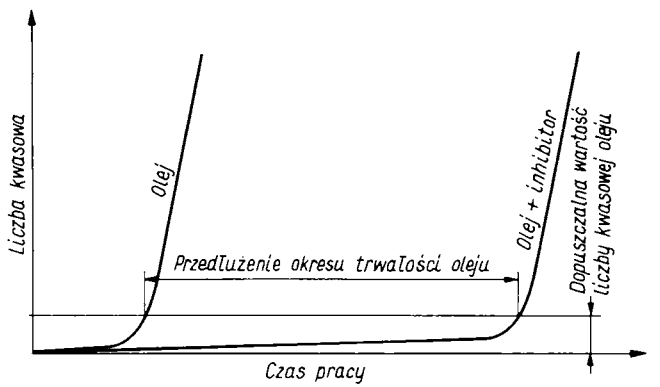
Starzenie się oleju zależy od wielkości powierzchni kontaktu z powietrzem oraz szybkości krążenia oleju w układzie zbiornik-pompa, wyrażonej liczbą cykli

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-13
Zależność liczby zmydlenia *LZ* od czasu pracy oleju w układzie

przetłaczania całej masy oleju w ciągu 1 h. Ilustracją tego wpływu są wykresy na rys. I-13 [4] przedstawiające zależność wzrostu liczby zmydlenia od czasu, dla dwóch różnych częstości przetłaczania masy oleju. Obecność metali oddziałujących jako katalizatory utleniania przyspiesza starzenie się olejów. Najsilniejszym oddziaływaniem katalitycznym spośród wszystkich metali odznacza się miedź. Jeśli wskaźnik oddziaływania katalitycznego dla miedzi elektrolitycznej przyjąć za 100, to dla mosiądzu wynosi on ok. 60, dla stali 23, aluminium 19, a cyny 9.



Rys. I-14
Wpływ inhibitorów na proces starzenia się olejów

Procesy starzenia się olejów można hamować za pomocą *inhibitorów utleniania*, tzn. dodatków zapobiegających utlenianiu lub neutralizujących produkty utleniania. Wpływ oddziaływania inhibitorów i przedłużania trwałości olejów wyjaśniają wykresy na rys I-14.

2.2.12. Własności olejów krajowych

W tabl. I-1 [5] zestawiono ważniejsze własności wszystkich olejów krajowych, które mogą być stosowane jako czynnik roboczy w hydrostatycznych układach napędowych. Podano w niej również próbę ich oceny na podstawie ocen częściowych poszczególnych własności w 5-punktowej skali ocen, które należy uwzględnić przy doborze najkorzystniejszego gatunku oleju. W ostatniej kolumnie tabeli podano sumę punktów, która może być uważana za wskaźnik jakości oleju i jego przydatności jako czynnika roboczego w układzie. Sumę punktów większą od 20 mają tylko trzy ostatnie rodzaje olejów, a więc oleje

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Tablica I-1. Zestawienie ważniejszych własności oraz wskaźników jakości olejów mineralnych

Grupa	Olej	Rodzaj dodatków							Lepkość cSt	
		inhibitor utleniania	inhibitor korozji	lepkościowy	smarnościowy	przeciwpieniący	przeciw emulgowaniu	depresator	−10	+20
Przemysłowe PM	maszynowy 8 (wrzecion 2)	−	−	−	−	−	−	−	−	ok. 30
	maszynowy 10 (wrzecion 5)	−	−	−	−	−	−	−	−	ok. 40
	MWP	−	−	−	−	−	−	−	ok. 250	ok. 55
	26Z (3Z)	−	−	−	−	−	−	−	ok. 5000	ok. 250
Sprężarkowe Sp	WZ-4	−	−	−	−	−	−	−	ok. 200	28 ÷ 36
	TZ-2	−	−	−	−	−	−	−	ok. 800	⩾ 60
	TZ-3	−	−	−	−	−	−	−	ok. 3000	⩾ 120
	TZ-4	−	−	−	−	−	−	+	ok. 7000	⩾ 200
Elektroizolacyjne EL	transformatorowy	−	−	−	−	−	−	−	ok. 160	⩽ 30
Technologiczne Te	solarowy	−	−	−	−	−	−	−	ok. 140	10 ÷ 20
Turbinowe Tu	T-20 (T-3)	−	−	−	−	−	−	−	ok. 3000	ok. 170
	T-30 (T-4)	−	−	−	−	−	−	−	ok. 5000	ok. 250
	T-40 (T-6)	−	−	−	−	−	−	−	ok. 8000	ok. 250
	SD-10	−	−	−	−	−	−	−	−	ok. 600
Silnikowe SI	Lux 5	−	−	−	−	−	−	−	ok. 3000	ok. 220
	Lux 7	−	−	−	−	−	−	−	ok. 6000	ok. 350
	Lux 10	−	−	−	−	−	−	−	ok. 3000	ok. 460
	Lux 13	−	−	+	−	−	−	−	ok. 10000	ok. 570
	Extra 15	−	−	+	−	−	−	+	−	ok. 900
	Lux (dw)	−	−	−	−	−	−	+	ok. 5000	ok. 350
	MS-20	−	−	−	−	−	−	−	ok. 30000	ok. 1200
Hydrauliczne	AMG-10	−	−	+	−	−	−	+	ok. 55 w 50 1250	ok. 20
	Hydrol 10	+	+	+	+	+	−	+	ok. 250	ok. 35
	Hydrol 20	+	+	+	+	+	−	+	ok. 1200	ok. 100
	Hydrol 30	+	+	+	+	+	−	+	ok. 1900	ok. 150
	Hydrol 40	+	+	+	+	+	−	+	ok. 3500	ok. 200
	Hydrol 50	+	+	+	+	+	−	+	ok. 4500	ok. 250
	Hydrol 70	+	+	+	+	+	−	+	ok. 8000	ok. 400
Przekładniowe Pk	Hipol 10	+	+	+	+	+	−	+	ok. 7000	ok. 400
	Hipol 15	+	+	+	+	+	−	+	−	−
	Hipol 30	+	+	+	+	+	−	+	−	−
	Transol 40	+	+	+	+	+	−	+	ok. 400	ok. 300
	Transol 80	+	+	+	+	+	−	+	−	−
	Transol 130	+	+	+	+	+	−	+	−	−
	Transol 190	+	+	+	+	+	−	+	−	−

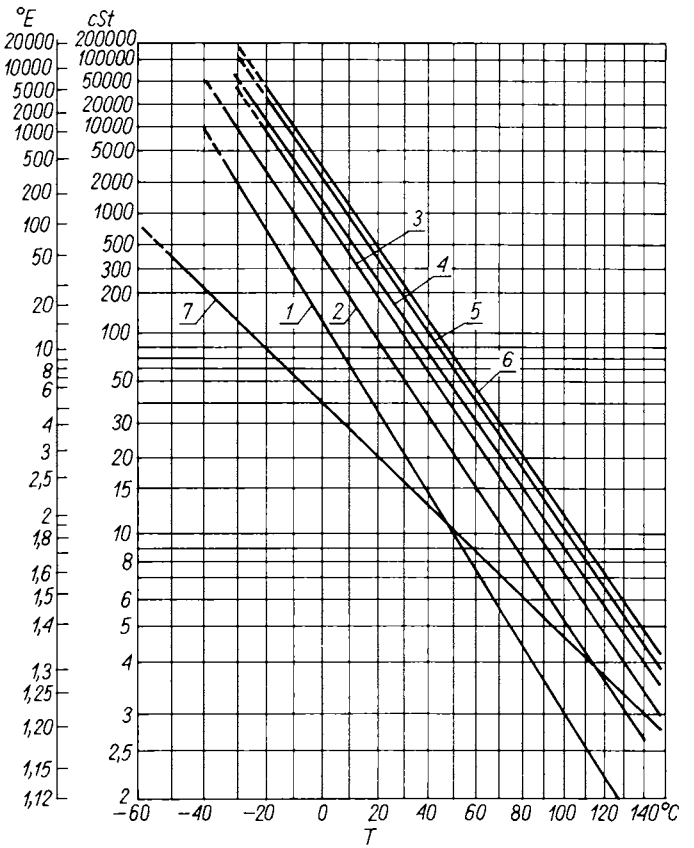
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Własności charakterystyczne												Wskaźnik jakości (suma wartości kolumn 18 + 23)
w temp. °C		Punkt anilinowy	Temperatura °C		Wskaźnik lepkości WL		Smarność	Odporność			
+50	+100		zapłonu (nie mniej)	krzepnięcia (nie wyżej)	wartość liczbowa	wg punktacji		na utlenianie	korozyjna	na ścianie	na pienienie	
8 ÷ 10	ok. 3	ok. 80	120	+5	ok. 40	1	2	2	4	5	2	16
10 ÷ 14	ok. 3,5	ok. 80	160	+5	ok. 40	1	2	2	3	5	1	14
6,3 ÷ 8,5	ok. 2,5	ok. 70	130	−60	ok. 40	1	3	2	3	5	0	14
26 ÷ 36	—	—	170	−25	ok. 35	0	1	2	4	5	—	12
ok. 9 ÷ 10	ok. 2,8	ok. 64	145	−45	ok. 60	2	3	2	1	5	2	15
⩾ 13,4	⩾ 3,5	ok. 75	155	−50	⩾ 60	2	2	2	2	5	0	13
19 ÷ 28	⩾ 4,5	ok. 75	170	−30	⩾ 60	2	2	2	1	5	0	12
28 ÷ 36	⩾ 5,8	ok. 75	180	−30	⩾ 60	2	3	2	1	5	0	13
⩽ 10	ok. 2,5	ok. 70	135	−35	ok. 60	2	1	4	1	5	3	16
ok. 8	ok. 2,6	ok. 70	125	−20	ok. 60	2	1	3	5	5	3	19
20 ÷ 25	ok. 5,2	ok. 75	180	−5	> 60	2	3	3	1	5	1	15
30 ÷ 35	ok. 5,8	ok. 80	185	−5	> 60	2	3	3	1	5	0	14
40 ÷ 50	ok. 6,8	ok. 87	195	−5	> 60	2	3	3	1	5	1	15
60 ÷ 90	ok. 17	ok. 70	200	+5	⩾ 45	1	2	3	3	5	0	14
37,4 ÷ 45,2	⩾ 6,2	ok. 93	185	−20	⩾ 60	2	4	4	4	5	0	19
53 ÷ 60,6	⩾ 8,5	ok. 95	195	−15	⩾ 60	2	4	4	4	5	2	21
75,8 ÷ 83,5	⩾ 9,7	ok. 97	195	−15	⩾ 60	2	4	4	4	5	3	22
83 ÷ 106	⩾ 12,6	ok. 100	210	−20	⩾ 55	1	4	4	3	5	1	18
ok. 120	ok. 16	ok. 105	220	−5	ok. 80	3	4	4	2	5	5	23
⩾ 80	13 ÷ 15	—	220	−15	⩾ 75	3	3	4	4	5	5	24
ok. 150	⩾ 20	ok. 120	225	−18	ok. 70	3	4	4	4	5	3	23
⩾ 10	ok. 4,6	ok. 85	92	−70	ok. 250	5	5	2	1	2	5	20
7 ÷ 13	ok. 3,0	70	150	−35	⩾95	5	5	5	5	3	5	28
20 ÷ 25	ok. 5,5	75	180	−35	⩾95	5	5	5	5	3	5	29
28 ÷ 35	ok. 6,8	80	195	−25	⩾95	5	5	5	5	3	5	28
41 ÷ 45	ok. 8,0	80	200	−25	⩾95	5	5	5	5	2	5	27
50 ÷ 55	ok. 9,5	90	210	−25	⩾90	5	5	5	5	3	5	28
70 ÷ 78	ok. 11,0	90	220	−25	⩾90	5	5	5	5	3	5	28
⩾ 55	9 ÷ 12	—	190	−30	⩾ 80	4	6	5	5	3	5	28
⩾ 110	15 ÷ 20	—	200	−20	⩾ 80	4	6	5	5	4	5	29
⩾ 185	22 ÷ 30	—	200	−15	⩾ 80	4	6	5	5	5	5	30
⩾ 40	8 ÷ 12	—	170	−30	⩾ 80	4	6	5	5	2	5	27
⩾ 80	12 ÷ 15	—	190	−20	⩾ 80	4	6	5	5	3	5	28
⩾ 120	17 ÷ 20	—	210	−20	⩾ 80	4	6	5	5	4	5	29
⩾ 175	22 ÷ 26	—	215	−15	⩾ 80	4	6	5	5	4	5	29

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

silnikowe, hydrauliczne i przekładniowe. Różnice między olejami typów Hydrol i Hipol są nieznaczne.

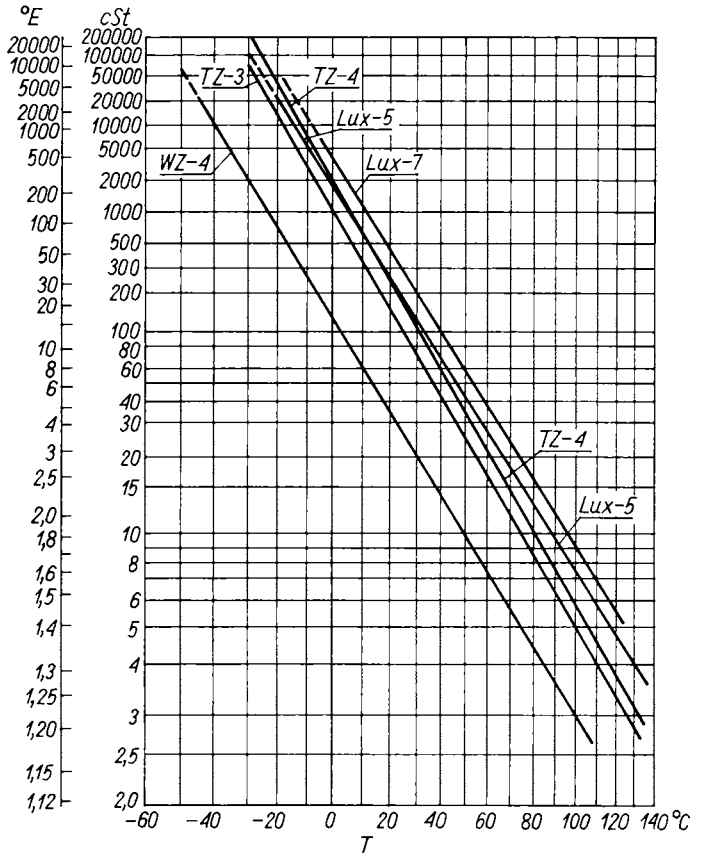
Oleje przekładniowe, przeznaczone przede wszystkim do smarowania wysokoobciążonych przekładni mechanicznych, mają — w celu podkreślenia ich wyjątkowo korzystnych własności smarnych — zawyżoną do 6 ocenę w kolumnie 19. Gdyby otrzymały najwyższą notę w przyjętej 5-punktowej skali ocen, to wskaźnik jakości byłby gorszy od tego, jakim cechują się, specjalnie dla hydraulicznych układów produkowane, oleje hydrauliczne. Przesądza o tym wyższa wartość wskaźnika lepkości.



Rys. I-15
Zależność lepkości olejów hydraulicznych od temperatury;
1 — Hydrol 10,
2 — Hydrol 20,
3 — Hydrol 30,
4 — Hydrol 40,
5 — Hydrol 50,
6 — Hydrol 70,
7 — AMG — 10

W grupie olejów hydraulicznych uwzględniono również importowany olej marki AMG-10, wg GOST-6794-53, wyróżniający się przede wszystkim niską temperaturą krzepnięcia oraz bardzo dużym wskaźnikiem lepkości. Na rys. I-15 [5] podano wykresy zmian lepkości wraz z temperaturą dla olejów hydraulicznych. Na rysunku widać wyraźnie znaczenie dużej wartości wskaźnika lepkości dla oleju AMG-10. Na rys. I-16 [5] przedstawiono dla porównania wykresy zmian lepkości z temperaturą dla wybranych olejów mineralnych ogólnego przeznaczenia, mogących znaleźć zastosowanie w hydrostatycznych układach napędowych. W tabl. I-2 podano pełne zestawienie olejów krajowych o zbliżonych lepkościach w temperaturach 50 i 100°C.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-16
Zależność lepkości wybranych olejów mineralnych ogólnego przeznaczenia, mogących znaleźć zastosowanie w hydraulicznych układach napędowych, od temperatury

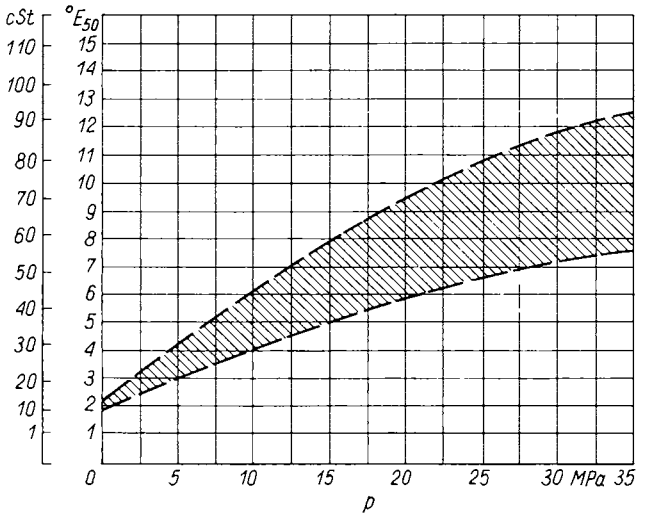
Tablica I-2. Zestawienie olejów wg klas o zbliżonych własnościach lepkościowych w temperaturze 50 i 100°C

Klasa	Nazwy olejów				
1	Transol 190	Hipol 30	MS 20	—	—
2	Transol 130	Hipol 15	Lux 13	—	—
3	Hydrol 70	Hipol 10	Transol 80	Lux 10	Lux (dw)
4	Hydrol 50	Transol 40	Lux 7	—	—
5	Hydrol 40	Lux 5	turbinowy T-6		
6	Hydrol 30	turbinowy T-4	sprężarkowy TZ-4	—	—
7	Hydrol 20	maszynowy 3-Z	sprężarkowy TZ-3	turbinowy T-3	—
8	Hydrol 10	AMG-10	wrzecionowy 5	sprężarkowy WZ-4	sprężarkowy TZ-2
9	AMG 10	transformatorowy	wrzecionowy 2	przemysłowy MWP	solarowy

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

2.2.13. Kryteria doboru olejów

Podstawowym kryterium doboru odpowiedniego oleju do hydrostatycznych układów napędowych jest *lepkość* oraz *charakterystyka lepkościowo-temperaturowa*. Przepływ oleju o większej lepkości, wiążący się z większymi stratami hydraulicznymi, powoduje zmniejszenie sprawności hydraulicznej układu. Zmniejszenie lepkości wpływa na wzrost strat objętościowych w poszczególnych elementach układu, a więc obniża sprawność objętościową. Lepkość oleju, mającego pracować w określonym zakresie temperatur i przy określonym ciśnieniu roboczym, należy zatem dobierać w taki sposób, aby suma strat hydraulicznych i objętościowych była jak najmniejsza, tylko wtedy bowiem osiągnie się maksymalną sprawność całkowitą układu. Straty objętościowe, związane z nieszczelnością wewnętrzną elementów, zależą także od ciśnienia roboczego w układzie. Przy wyższych ciśnieniach należy więc przewidywać nieco większe lepkości. Na rys. I-17 podano zakres obecnie przyjmowanych lepkości olejów, w zależności od ciśnień roboczych w układach napędowych maszyn roboczych ciężkich, opracowany na podstawie zaleceń ich producentów.

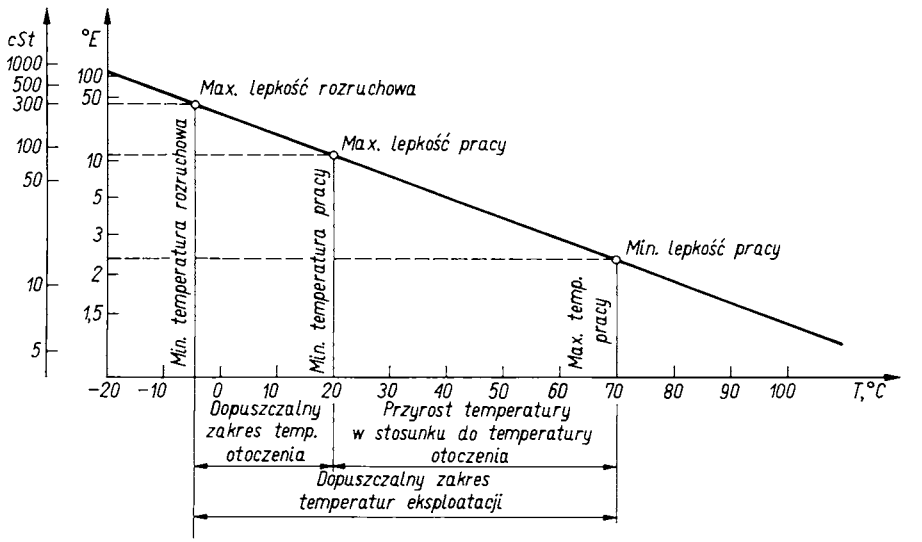


Rys. I-17
Zależność lepkości olejów od ciśnienia roboczego układu

Praca elementów napędu jest uwarunkowana lepkością oleju, zmieniającą się w szerokich granicach wraz ze zmianą jego temperatury, zależnej z kolei w dużym stopniu od temperatury otoczenia, w którym pracuje maszyna o napędzie hydrostatycznym. Z rys. I-15 wynika, że nawet oleje o bardzo dużym wskaźniku lepkości (olej AMG-10) zmieniają swoją lepkość w szerokim zakresie. Dobierając zatem olej do układu napędowego, należy uwzględnić graniczne temperatury pracy w których napęd powinien niezawodnie pracować. Na rys. I-18 podano przykład analizy jaką należy wykonać przy doborze oleju. Punktem wyjścia do analizy jest znajomość temperatur granicznych oraz zakresu temperatur dopuszczalnych w czasie normalnej eksploatacji projektowanego układu napędowego.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

W *minimalnej temperaturze rozruchu*, równej w zasadzie najmniejszej temperaturze otoczenia, przy której wystąpi maksymalna lepkość cieczy, pompa powinna ją móc zasysać i tłoczyć mimo zwiększonych oporów przepływu. Wynika stąd, że minimalna temperatura rozruchu musi być wyższa od temperatury krzepnięcia oleju. *Maksymalną dopuszczalną lepkość rozruchową*, jaka przy tej temperaturze wystąpi, ustalają wytwórcy elementów hydraulicznych, a przede wszystkim pomp i rozdzielaczy. Wartości te rzadko przekraczają 750 cSt (~ 100°E). Dla pomp zaworowych oraz zaworów sterowanych elektromagnetycznie, a więc elementów na niskie lepkości najbardziej wrażliwych, przyjmuje się zwykle wartość lepkości rozruchowej 300 cSt (~ 40°E).



Rys. I-18. Zasada doboru oleju do układu napędowego

Zwiększone opory przepływu podczas rozruchu, a więc straty mocy zamienianej na ciepło, podnoszą temperaturę czynnika i obniżają jego lepkość, tak że po pewnym czasie będą osiągnięte maksymalne dopuszczalne temperatury i związane z nimi minimalne lepkości dopuszczalne dla normalnej, ciągłej pracy układu. Lepkość tę ustalają producenci elementów, ogólnego w budowie maszyn zastosowania, na ok. 115 cSt (~ 15°E). Zależnie od stopnia natężenia pracy napędu temperatura czynnika wzrasta w dalszym ciągu ponad temperaturę otoczenia, aż w końcu będzie osiągnięty stan równowagi cieplnej, w którym całe ciepło wywiązujące się na skutek strat będzie przekazywane otoczeniu. Temperatura odpowiadająca temu stanowi nie powinna być wyższa od *maksymalnej dopuszczalnej temperatury pracy układu*, przy której występuje *minimalna dopuszczalna lepkość*. Olej należy zatem dobierać w taki sposób, aby jego lepkość dla stanu równowagi cieplnej była większa od wartości granicznej dopuszczalnej przez wytwórców dla oferowanych wyrobów. Zależnie od rodzaju pracy — ciągła lub krótkotrwała — wartości granicznych minimalnych lepkości mogą być różne. W układach napędowych większości maszyn nie dopuszcza się do

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

lepkości niższych niż 10 cSt (~1,8°E) (patrz rys. I-17). Przy wyższych obciążeniach układ może pracować z olejem o takiej lepkości tylko krótkotrwale.

W tabl. I-3 [5] zestawiono oleje produkcji krajowej wg przydatności do układów pracujących w różnych warunkach otoczenia. Wynika z niej, że istnieje czasem konieczność wymiany oleju letniego na zimowy lub odwrotnie w zależności od okresu eksploatacji maszyny. Wymiany olejów dokonywać nie ma potrzeby jeśli układ pracuje w hali fabrycznej lub jeśli jest wyposażony w podgrzewane zbiorniki. Wymiana oleju w układzie napędowym jest kłopotliwa.

Tablica I-3. Przydatność olejów krajowych do eksploatacji w układach napędowych

Warunki otoczenia		Minimalna temperatura rozruchu °C	Oleje zalecane	Oleje zastępcze	
				równoważne	gorsze
W budynku		20	Hydrol 70	Hipol 10	Lux 10; Lux 7
		10÷20	Hydrol 40; Hydrol 50	Transol 80 Transol 40	Lux 5; turbinowy T-6; Lux 7
		5÷10	Hydrol 30		turbinowy T-4; sprężarkowy TZ-4; przemysłowy 3-Z
Na wolnym powietrzu	lato	20	Hydrol 50	Transol 40	Lux 7; Lux 10
		10÷20	Hydrol 30; Hydrol 40		turbinowy T-4; sprężarkowy TZ-4; przemysłowy 3-Z; Lux 5
		5÷10	Hydrol 10; Hydrol 20		turbinowy T-3 i T-2; sprężarkowy WZ4, TZ-3; przemysłowy MWP, Wrzecion 2
	zima	0÷5	Hydrol 10; Hydrol 20		przemysłowe: Wrzecion 2; Wrzecion 5; sprężarkowe: WZ4, TZ-3
		−10÷0	AMG 10; Hydrol 10		przemysłowy MWP, sprężarkowy WZ4
		−10	AMG 10		przemysłowy MWP

Wymaga starannego oczyszczania układu z oleju wymienianego i przepłukania czystym olejem, którym układ ma być napełniony. Mieszanie olejów różnych gatunków jest niedopuszczalne, ponieważ wszelkiego typu dodatki w różnych olejach, mające poprawić ich własności, mogą na siebie oddziaływać i tworzyć produkty szkodliwe, zmieniające zasadniczo własności oleju świeżego. Z tych też względów w naszych szerokościach geograficznych rezygnuje się najczęściej z wymiany olejów nawet w samojezdnych maszynach roboczych, parkowanych na wolnym powietrzu. Pompy otrzymują w nich napęd bezpośrednio od silnika spalinowego, pracują więc stale i przetłaczają czynnik w obiegu zwartym, podgrzewając go w ten sposób szybko do temperatur wyższych od temperatury otoczenia.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

2.3. Ciecze niepalne

Ciecze niepalne dzielą się, zgodnie z ustaleniami ISO oraz późniejszymi ustaleniami międzynarodowymi, na cztery klasy (tabl. I-4). Trzy pierwsze oznaczone odpowiednio HFA, HFB, HFC mają w swym składzie wodę, zaś czwarta HFD jest bezwodną cieczą syntetyczną.

Ciecz klasy HFA (DIN 24320) nie jest gotowym produktem handlowym i użytkownik maszyny z napędem hydrostatycznym preparuje ją we własnym zakresie dodając do wody pitnej (pH > 8) odpowiedni koncentrat w ilości do 20%; zwykle jednak nie więcej niż 5%.

Wśród cieczy HFA rozróżnia się trzy podgrupy oznaczone jako HFA_E, HFA_S i HFA_M [6].

Ciecz HFA_E jest emulsją koncentratu spreparowanego z olejów mineralnych i dodatków mających na celu poprawić zdolność tworzenia się emulsji,

Tablica I-4. Ciecze niepalne wg DIN 24317

Własności \ Klasa		HFA	HFB	HFC	HFD
Określenie		Emulsja oleju w wodzie	Emulsja wody w oleju	Wodny roztwór glikoli	Bezwodna ciecz syntetyczna, estry fosforanowe
Temperatura samozapłonu, °C			po odparowaniu wody poniżej 1000		593
Biodegradacja		możliwa	niemożliwa		
Własności smarne		zadowalające	średnie/dobre	dobre	bardzo dobre
Zakres możliwych temperatur eksploatacji, °C		2 ÷ 55	2 ÷ 60	−30 ÷ 60	−20 ÷ 150
Odporność korozyjna		wystarczająca	dobra		bardzo dobra
Uszczelnienia	materiały	normalne			Viton
	odporność	dobra		bardzo dobra	średnia
Agresywność w stosunku do metali				cynk, kadm, aluminium	---
Przewodnictwo cieplne		bardzo dobre	średnie/dobre	dobre	średnie
pH		7,5 ÷ 9		7,5 ÷ 11	
Zawartość wody %		ok. 80	ok. 40	35 55	0 0,1 (wagowo)
Konieczność sprawdzania		pH, skład emulsji, twardość wody, flora bakteryjna	lepkość, zawartość wody, stopień zdyspergowania	lepkość, zawartość wody, pH	Lepkość, liczba kwasowa, zawartość wody, gęstość
Gęstość przy 15°C kg/dm^3		ok. 0,99	0,95	1,04 ÷ 1,09	1,15 ÷ 1,45

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

własności smarne, odporność na utlenianie i tworzenie się piany. Ciecz ta jest makroemulsją, w której rzeczywiste wymiary kropli koncentratu zdyspergowanego w wodzie zawierają się w granicach $40 \div 250$ μm. Wśród zalet tej cieczy należy wymienić dobre własności przeciwzużyciowe oraz zadawalającą nieagresywność w stosunku do metali i materiałów, z których wykonuje się uszczelnienia. Wadą jest to, że nie jest w pełni biodegradowalna (olej — główny składnik koncentratu) i może ulegać deemulgacji pod wpływem oddziaływania flory bakteryjnej. Stabilność emulsji zależy również od twardości wody. Ciecz ta nie może być dokładnie filtrowana.

Ciecz HFA_S jest mikroemulsją o dyspersji koloidalnej (wielkość kropli ok. 0,1 μm) koncentratu spreparowanego ze związków syntetycznych, zawierającego w swym składzie tylko 10% dodatków w postaci olejów mineralnych dla poprawy własności przeciwzużyciowych, które ma gorsze niż ciecz HFA_E. Jest jednak w pełni biodegradowalna, wykazuje mniejszą agresywność w stosunku do metali i materiałów służących do wyrobu uszczelnień oraz jest mniej podatna na oddziaływanie flory bakteryjnej. Emulsja jest bardziej stabilna nawet dla wody o dużej twardości. Ciecz może być filtrowana bardzo dokładnie.

W *cieczy* HFA_M 5-procentowy koncentrat, składający się głównie z olejów mineralnych, tworzy również mikroemulsję. Specjalne dodatki emulgacyjne, jakie zawiera koncentrat, sprawiają, że stopień jego zdyspergowania jest większy niż w cieczy HFA_E. Wymiary kropli w warunkach normalnej eksploatacji układu zawierają się w przedziale $2 \div 25$ μm. Własności przeciwzużyciowe i antykorozyjne są dla tej cieczy lepsze niż dla cieczy HFA_E, przy zachowaniu jednak wszystkich pozostałych jej wad.

Wszystkie trzy rodzaje cieczy typu HFA są całkowicie niepalne i nietoksyczne. Jednak zupełnej biodegradacji ulega jedynie ciecz HFA_S i dlatego z punktu widzenia ochrony środowiska naturalnego jest to ciecz najkorzystniejsza. Gdyby odpowiednimi dodatkami udało się ulepszyć pod tym względem ciecz typu HFA_M, to byłoby to rozwiązanie optymalne.

Ciecze klasy HFA mają w porównaniu z olejami hydraulicznymi większą gęstość, dającą się wyznaczyć ze wzoru

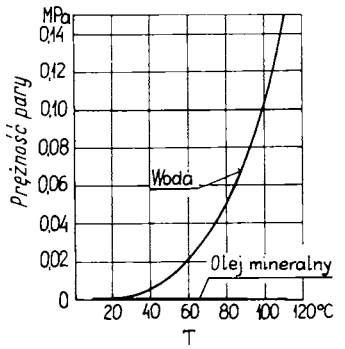
$$\varrho_{HFA} = \varrho_w \left[1 + \delta \left(\frac{\varrho_k}{\varrho_w} - 1 \right) \right] \tag{I-39}$$

gdzie: ϱ — gęstość, δ — objętościowy udział koncentratu w cieczy; indeksy w — wody; k — koncentratu. Konsekwencją tego jest konieczność zwrócenia uwagi na warunki ssania pompy. W miarę możliwości zbiornik należy umieszczać nad pompą oraz unikać stosowania filtrów ssawnych. Średnicę jak najkrótszego przewodu ssawnego należy dobierać przyjmując prędkości przepływu nie większe od 0,7 m/s.

Prężność par dla wody jest nieporównywalnie większa niż dla olejów. Wzrasta przy tym progresywnie z temperaturą (rys. I-19). Dla przykładu w temperaturze 50°C prężność par wody wynosi 0,012 MPa, a dla oleju ok. $4{,}7 \cdot 10^{-9}$ MPa. W temperaturze 70°C prężność pary dla wody osiąga już wartość 0,033 MPa. Sprawia to, że w układach napędowych, z cieczą HFA jako czynnikiem roboczym, niebezpieczeństwo występowania kawitacji jest znacznie

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

większe. Woda ma również wysoką temperaturę krzepnięcia. Oba te względy określają zakres dopuszczalnej temperatury pracy układu z cieczą HFA od 0 do 50°C. Na podstawie dotychczasowej eksploatacji zaleca się, aby maksymalna temperatura pracy układu nie przekraczała 40°C. W przypadku układów o większej mocy chłodzenie wymaga więc znacznych dodatkowych nakładów związanych z kosztami urządzeń oraz energii.



Rys. I-19
Zależność prężności par wody i oleju mineralnego od temperatury

Lepkość cieczy HFA, jak widać z rysunku I-20 [7], niewiele odbiega od lepkości wody. Jest przeciętnie 30 razy mniejsza od lepkości olejów. Zwiększenie procentowego udziału koncentratu w wodzie nie prowadzi do istotnego jej zwiększenia. Niska lepkość sprawia, że warunki tworzenia się filmu smarującego między współpracującymi częściami są gorsze, a straty związane z przeciekami przez szczeliny ruchowe większe.

Tworzenie się filmu smarującego między powierzchniami znajdującymi się w ruchu względnym zależy głównie od obciążenia zewnętrznego, a więc od ciśnienia roboczego, od grubości szczeliny, od lepkości cieczy oraz od prędkości względnej współpracujących powierzchni. W przypadku łożysk ślizgowych, do których można sprowadzić większość zagadnień konstrukcji elementów hydraulicznych, stosuje się kryterialną liczbę *Sommerfelda*, definiowaną jako

$$S_0 = \frac{p\psi^2}{\mu\omega} \tag{I-40}$$

gdzie: p — średnia wartość ciśnienia w szczelinie, $\psi = \frac{D-d}{d}$ — względny luz łożyskowy, μ — lepkość cieczy, ω — prędkość kątowa czopa.

Im większa jest wartość liczby Sommerfelda, tym bardziej tarcie współpracujących części przesuwa się w obszar tarcia mieszanego, czy nawet suchego. Jeśli wartość ta maleje, to powstają warunki występowania tarcia płynnego. Stosując zamiast oleju ciecz klasy HFA, której lepkość jest 30 razy mniejsza — przy niezmienności pozostałych parametrów p, ψ, ω, warunki pracy łożyska zmieniają się i zamiast tarcia płynnego może wystąpić tarcie mieszane lub suche. W celu zachowania tarcia płynnego należałoby zatem zmienić odpowiednio pozostałe wielkości występujące we wzorze (I-40), a więc:

— zmniejszyć ciśnienie p lub luz względny ψ
— zwiększyć prędkość kątową ω lub prędkość w ruchu postępowym v.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

W budowie elementów napędu hydrostatycznego wymiary szczelin zminimalizowano już do granic możliwości, określonych względami funkcjonalnymi elementu i wykonawstwa części. Zwiększenie prędkości względnej współpracujących części przy przechodzeniu z olejów na emulsje olejowo-wodne jest również niemożliwe z uwagi na kawitację, z wszystkimi jej konsekwencjami. Możliwe jest więc jedynie zmniejszenie obciążeń lub wprowadzenie do koncentratu odpowiednich dodatków poprawiających smarność emulsji.

Niska lepkość cieczy HFA odbija się najbardziej niekorzystnie na trwałości łożysk tocznych, stosowanych powszechnie w budowie pomp i silników. Przy pracy łożysk w emulsjach trwałość ta maleje kilkunastokrotnie. Aby zatem zapewnić możliwą do przyjęcia trwałość tych elementów przy pracy z cieczami HFA, należy zmniejszyć zarówno maksymalne prędkości obrotowe wałków, jak i nominalne ciśnienia robocze. Innym zabiegiem są zmiany konstrukcyjne pomp i silników polegające na tym, że łożyskowanie wirników jest usytuowane w niezależnych, szczelnych komorach smarowanych smarem stałym.

Objętościowe natężenie przepływu laminarnego przez koncentryczną szczelinę pierścieniową pary suwakowej, zgodnie ze *wzorem Hagena-Poiseuille'a*, wynosi

$$Q = \frac{\pi d b^3}{12 \mu l} \Delta p \tag{I-41}$$

gdzie: d — średnica tłoczka, b — grubość szczeliny, l — długość szczeliny, μ — lepkość dynamiczna cieczy, Δp — różnica ciśnień na końcach szczeliny.

Z tego wzoru można wyznaczyć stosunek grubości szczelin: dla cieczy HFA i dla oleju, przy pozostałych wymiarach identycznych i przy tym samym Δp i tym samym natężeniu Q, wówczas:

$$\frac{b_{HFA}}{b_{olej}} = \sqrt[3]{\frac{\mu_{HFA}}{\mu_{olej}}} = \frac{1}{\sqrt[3]{30}} = 0{,}32$$

A zatem zmieniając olej ($\mu_{olej} = 30$ cSt) na ciecz HFA ($\mu_{HFA} = 1$) należałoby — w celu utrzymania strat objętościowych na tym samym poziomie — zmniejszyć grubość szczeliny ok. 3-krotnie. Ponieważ nie jest to w pełni możliwe, należy się wobec tego liczyć z pogorszeniem sprawności objętościowej pomp i silników. W specjalnych konstrukcjach, przeznaczonych do pracy z wodą jako cieczą roboczą, stosuje się uszczelnienia tłoczków w otworze cylindrowym. Mimo to w pompach należy się liczyć nawet z 5-krotnie większymi stratami szczelinowymi w przypadku cieczy HFA w porównaniu z olejami jako cieczą roboczą.

Wszystkie trudności konstrukcyjne i eksploatacyjne przy stosowaniu typowych pomp olejowych dla emulsji olejowo-wodnych występują znacznie ostrzej w przypadku silników, szczególnie w okresach rozruchu oraz przy pracy z minimalnymi prędkościami obrotowymi. Nie należy się wobec tego dziwić, że oferowane na rynku silniki mają — w przypadku cieczy klasy HFA — zasadniczo obniżone maksymalne ciśnienia robocze; nie przekraczające wartości 14 MPa.

Woda jako ciecz robocza jest stosowana w budowie pras niemal od początku ich powstania. Wieloletnie doświadczenia poczynione w konstrukcji

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

cylindrów hydraulicznych i ich uszczelnień sprawiają, że siłowniki dla cieczy HFA nie stanowią żadnego problemu. Większe trudności napotyka się w przypadku zaworów różnych typów. Wynikają one z powodu:

— wysokiej prężności pary wodnej i zwiększonego prawdopodobieństwa występowania kawitacji w miejscach dławienia przepływu,

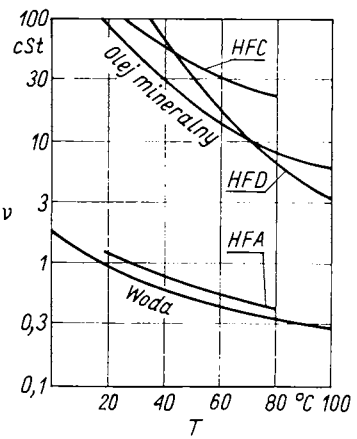
— ze zwiększonych strat objętościowych w szczelinach,

— z korozyjnego oddziaływania wody na elementy aparatury sterującej.

W budowie zaworów należy wobec tego dążyć do maksymalnego zmniejszenia prędkości przepływu w elementach dławiących, dobierać odporne na korozję materiały, rozdzielacze suwakowe zastępować rozdzielaczami zaworowymi oraz stosować dokładną filtrację cieczy.

Ciecze klasy HFB nie odgrywają większej roli jako ciecze robocze w hydrostatycznych układach napędowych. Jak widać z tablicy I-4, są to emulsje wody w oleju. Podstawowym ich składnikiem jest olej (do 60%), a więc mają wszystkie wady olejów.

Ciecze klasy HFC należą do najwcześniej opracowanych cieczy roboczych dla hydrostatycznych układów napędowych. Są to roztwory wodne (zawartość wody 35÷50%) alkilenoglikoli, zawierające do 10% dodatków uszlachetniających, których zadaniem jest poprawa własności fizykochemicznych cieczy. Własności te, w tym przede wszystkim trudnopalność, zależą zasadniczo od zawartości wody, która powinna być systematycznie sprawdzana. Odbywa się to prawie wyłącznie przez sprawdzanie lepkości cieczy, która wzrasta z ubytkiem wody.



Rys. I-20
Zależność lepkości cieczy niepalnych od temperatury

Lepkość cieczy klasy HFC jest tego samego rzędu co lepkość olejów. Charakterystyki lepkościowo-temperaturowe są wyraźnie lepsze niż dla olejów (rys. I-20). Optymalna temperatura eksploatacji będzie między 40°C a 50°C, choć jest możliwa temperatura do 60°C.

Dalszą zaletą cieczy glikolowych jest to, że nie są agresywne w stosunku do tworzyw gumowych, stosowanych powszechnie do wyrobu uszczelnień. Nie są jednak niestety całkowicie nieagresywne w stosunku do metali i mają gorsze niż oleje własności smarne i przeciwzużyciowe. Najbardziej niekorzystnie odbija się

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

to na łożyskach tocznych, które stanowią najsłabsze ogniwa pomp i silników pracujących z cieczami glikolowymi jako nośnikiem energii ciśnienia [8]. Wytwórcy pomp i silników wprowadzają wobec tego zmiany konstrukcji typowych polegające na wprowadzaniu łożysk ślizgowych i podpór hydrostatycznych. Przy stosowaniu typowych elementów zaleca się ograniczać nominalne ciśnienia robocze w układzie do 20 MPa.

Wśród cieczy klasy HFD najszersze zastosowanie znajdują współcześnie czyste estry fosforanowe. Są to bezwodne, homogeniczne ciecze syntetyczne zupełnie nietoksyczne i bez zarzutu pod względem biologicznym. Z uwagi na ochronę środowiska naturalnego są jednak równie kłopotliwe jak oleje, ponieważ nie ulegają biodegradacji.

Lepkość cieczy HFD jest porównywalna z lepkością olejów, gorsza, tzn. bardziej stromo przebiegająca, jest natomiast charakterystyka lepkościowo-temperaturowa (rys. I-20). Sprawia to, że zakres temperatury użytkowania cieczy jest zawężony. Wiąże się z tym konieczność intensywnego chłodzenia w układzie. Stosując ciecze klasy HFD, należy pamiętać, że ze względu na ich dużą gęstość — w porównaniu z olejami — poważnemu zmniejszeniu (o ok. $30 \div 60\%$) ulega możliwa do osiągnięcia wysokość ssania pomp.

Własności smarne i odporności na wysokie ciśnienia estrów fosforanowych są bardzo dobre. Ciecze te mogą więc pracować w układach dużej mocy i o nominalnych ciśnieniach roboczych do 35 MPa. Odznaczają się również dużą odpornością termooksydacyjną, która może być jeszcze podwyższana dodatkami w postaci inhibitorów utleniania. Ujemną cechą tych cieczy jest silna agresywność w stosunku do uszczelnień gumowych. Dlatego zaleca się stosowanie uszczelnień z vitonu lub gum silikonowych, albo butylenowych.

Podsumowując, można stwierdzić, że powszechność stosowania cieczy HF nie jest jeszcze sprawą najbliższej przyszłości. Obecnie stosuje się je tylko w tych przypadkach, w których oleje nie mogą być stosowane ze względu na bezpieczeństwo przeciwpożarowe lub ochronę środowiska naturalnego.

Pod względem ceny ciecze HFA są tańsze od olejów, natomiast ciecze klasy HFC i HFD są kilkakrotnie droższe. Poza tym koszt cieczy jest tylko częścią kosztów układu napędowego. Tymczasem przy przechodzeniu z oleju na ciecze niepalne wzrastają dość znacznie koszty elementów oraz konstrukcji napędu, a także nakłady związane:

— z niezbędną systematyczną kontrolą jakości cieczy,

— ze zwiększonym zapotrzebowaniem energii na chłodzenie układu,

— gorszą sprawnością układu, wynikającą z mniejszej sprawności objętościowej elementów w przypadku cieczy klasy HFA.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Pompy wyporowe

3

3.1. Określenia podstawowe i charakterystyki

3.1.1. Zasada działania, systematyka

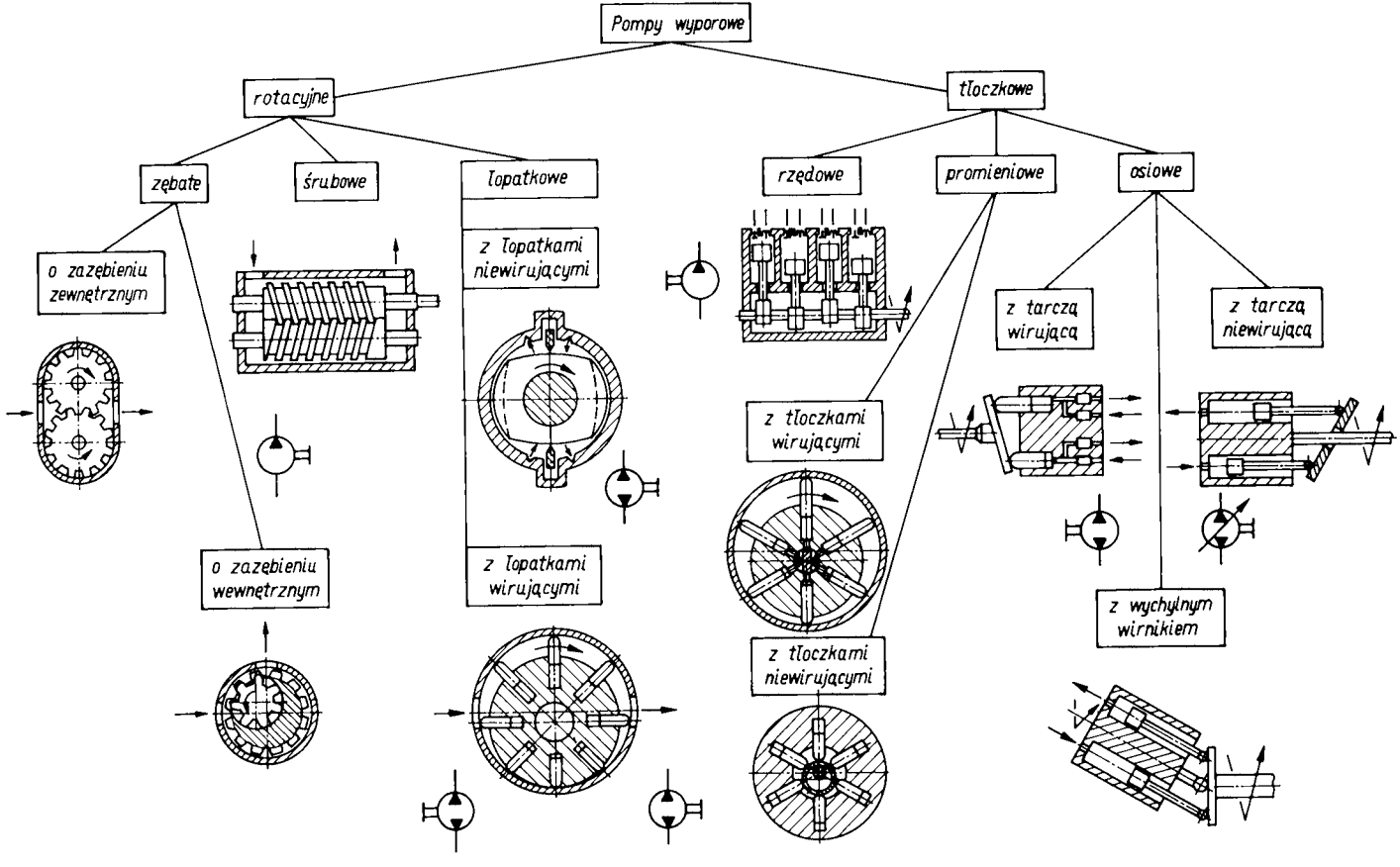
Podstawowym elementem hydrostatycznego układu napędowego jest *pompa*, służąca do zamiany energii mechanicznej doprowadzanej od silnika napędowego na energię ciśnienia zakumulowaną w przetłaczanym ciekłym czynniku roboczym, wykorzystywanym jako jej nośnik. Pompa jest zatem generatorem wymaganej energii ciśnienia w układzie napędowym przez silniki różnych typów. Jeśli zadanie, jakie generatory te mają w układzie spełnić, ma być wykonane z jak najmniejszymi stratami, to muszą one przede wszystkim umożliwiać uzyskiwanie wysokich ciśnień roboczych z jak najwyższymi sprawnościami. Im wyższe bowiem są ciśnienia robocze, tym większa jest gęstość strumienia transportowanej przewodami energii, a więc tym większe są sprawności całej instalacji. Kolejnym wymaganiem, nie mniej ważnym, jest konieczność zapewnienia odpowiedniej i jak najmniej zmieniającej się wydajności generatora w całym zakresie przewidywanych w układzie ciśnień roboczych. Od wartości wydajności zależą bowiem wartości prędkości silników, a tych często nie można dowolnie zmieniać. Generatory powinny także mieć zdolność samozasysania cieczy roboczej ze zbiornika, który nie zawsze może być usytuowany w bezpośrednim ich sąsiedztwie. Wszystkie te wymagania mogą być spełnione tylko w konstrukcjach o największej — możliwej do osiągnięcia — szczelności wewnętrznej, a więc w *pompach wyporowych*.

Pompy te obecnie stosuje się wyłącznie jako generatory energii w hydrostatycznych układach napędowych i sterujących.

Zasada działania pompy wyporowej polega na przetłaczaniu określonej wymiarami komory wyporowej dawki czynnika roboczego z przestrzeni ssawnej do tłocznej za pomocą elementów wyporowych. Warunkiem koniecznym działania pomp wyporowych jest szczelne oddzielenie przestrzeni ssawnej i tłocznej oraz szczelność między komorą a elementem wyporowym. Elementy wyporowe mogą, zależnie od typu pompy, poruszać się ruchem obrotowym, postępowo-zwrotnym lub złożonym.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. 1-21. Systematyka pomp wyporowych

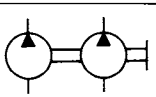
W zależności od rodzaju ruchu elementów wyporowych pompy można podzielić na dwie podstawowe grupy: *pompy rotacyjne* i *pompy tłoczkowe*. Szczegółowy podział i schematy konstrukcyjne wyjaśniające zasadę działania poszczególnych typów i odmian pomp przedstawiono na rys. I-21.

Ze względu na wydajność pompy wyporowe można podzielić na *pompy o stałej wydajności*, zależnej tylko od obrotów wałka napędowego, oraz *pompy o zmiennej (nastawialnej) wydajności*. Możliwość uzyskiwania zmiany wydajności, przy stałej prędkości obrotowej, wałka, jest związana z koncepcją konstrukcyjną pompy. Tak więc pompy zębate i śrubowe są budowane wyłącznie jako pompy o stałej wydajności, pozostałe typy natomiast mogą być budowane w obu wariantach, a więc o stałej i nastawialnej wydajności.

W zależności od rodzaju napędu można mówić o *pompach napędzanych silnikiem elektrycznym* lub *spalinowym*; mówi się wówczas o *napędzie silnikowym*. Znane są również *pompy z napędem ręcznym*, stosowane często w prostych podnośnikach hydraulicznych w układach zalewania i dopełniania zbiorników świeżym olejem lub jako awaryjne źródło zasilania.

Stosuje się również podział pomp wg liczby niezależnych strumieni na *pompy jedno-* i *wielostrumieniowe*. Pompy wielostrumieniowe służą do niezależnego zasilania poszczególnych obwodów jednego układu napędowego lub zasilania tego samego obwodu w celu uzyskania stopniowej zmiany prędkości roboczych silnika lub siłownika hydraulicznego. Poszczególne strumienie łączy się i odłącza za pomocą odpowiednio zestawionego układu sterującego. Wydajności poszczególnych jednostek mogą być jednakowe lub zróżnicowane. Pompy wielostrumieniowe zestawia się z jednostek zębatych łopatkowych lub wielotłoczkowych promieniowych.

Tablica I-5. Symbole graficzne pomp wyporowych wg PN-74/M-01050

Symbol graficzny	Nazwa elementu	
	pompa stałej wydajności	o stałym kierunku tłoczenia
		o zmiennym kierunku tłoczenia
	pompa zmiennej (nastawnej) wydajności	o stałym kierunku tłoczenia
		o zmiennym kierunku tłoczenia
	pompa dwustrumieniowa	

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

W zależności od sposobu łączenia pompy wyporowe można także podzielić na *pompy jedno-* i *wielostopniowe*. W pompach wielostopniowych poszczególne jednostki wyporowe są usytuowane szeregowo, najczęściej we wspólnym kadłubie. Uzyskuje się w ten sposób pompy wysokociśnieniowe wykonane z jednostek, które buduje się zwykle dla niższych ciśnień roboczych, np. pompy zębate i łopatkowe. Między poszczególnymi jednostkami wyporowymi o zróżnicowanej nieco wydajności instaluje się zawory przelewowe służące do odprowadzenia nadmiaru czynnika podawanego jednostce następnej przez poprzednią.

W tabl. I-5 zestawiono symbole graficzne pomp wyporowych stosowane do rysowania schematów układów napędowych i sterujących. Symbole graficzne wyrażają funkcje, jakie pompa może spełniać w układzie, nie podając żadnych informacji dotyczących jej konstrukcji. Ta sama zasada odnosi się do symboli wszystkich innych elementów, z których są zestawiane układy.

3.1.2. Charakterystyki idealne

Teoretyczna wydajność pompy wyporowej Q_{gt}, pracującej w układzie napędowym jako generator energii, a więc wydajność bez strat objętościowych jest określona zależnością

$$Q_{gt} = \varepsilon q_g n_g \tag{I-42}$$

W zależności tej q_g wyraża *wydajność właściwą*, rozumianą jako maksymalną — możliwą do osiągnięcia — wydajność czynnika roboczego wyrażoną w cm^3, jaką uzyskuje się w pompie rzeczywistej po jednym obrocie wałka przy ciśnieniu tłoczenia równym ciśnieniu ssania $\Delta p_g = p_2 - p_1 = 0$, a więc bez jakichkolwiek strat objętościowych

$$q_g = \lim_{\substack{\varepsilon = 1 \\ \Delta p_g \to 0}} q_r(\Delta p_g)$$

Wydajność właściwą, odnoszoną do pompy rzeczywistej, ustala się na podstawie *charakterystyki przepływowej*, wyznaczonej eksperymentalnie na stanowisku badawczym. Pozostałe wielkości występujące w zależności (I-42) oznaczają odpowiednio: n_g — prędkość obrotową wałka, ε — parametr nastawy pompy o zmiennej wydajności. Parametr ε jest wielkością bezwymiarową, definiowaną różnie dla różnych typów pomp. Dla pomp łopatkowych lub tłoczkowych promieniowych jest to stosunek chwilowej (bieżącej) wartości mimośrodu do wartości maksymalnej, jaką pompa może osiągnąć. W przypadku pomp tłoczkowych, osiowych ε można w przybliżeniu wyrazić stosunkiem chwilowej (bieżącej) wartości (w mierze łukowej) kąta pochylenia tarczy lub osi wirnika w stosunku do osi wałka do wartości maksymalnej przewidzianej dla danej konstrukcji. Wartość parametru nastawy ε może się zatem zmieniać od wartości 0 do 1.

Dla pomp o stałej (nie nastawialnej) wydajności $\varepsilon = 1$, a *teoretyczną wydajność* określa zależność

$$Q_{gt} = q_g n_g \tag{I-42a}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Dla pompy idealnej, bez strat, moc oddana przez silnik napędowy jest równa mocy odprowadzanej do układu za pośrednictwem czynnika roboczego, określonej wyrażeniem (I-7), a zatem

$$N_{gt} = M_{gt}\omega_g = Q_{gt}\Delta p_g$$

gdzie: M_{gt} — teoretyczny moment na wałku pompy, $\omega_g = 2\pi n_g$ — prędkość kątowa wałka, a $\Delta p_g = p_2 - p_1$ jest różnicą ciśnień tłoczenia p_2 i ssania p_1.

Podstawiając wyrażenie (I-42), otrzymuje się *teoretyczną wartość momentu na wałku pompy*

$$M_{gt} = \frac{\varepsilon q_g}{2\pi}\Delta p_g \tag{I-43}$$

oraz *teoretycznej mocy*

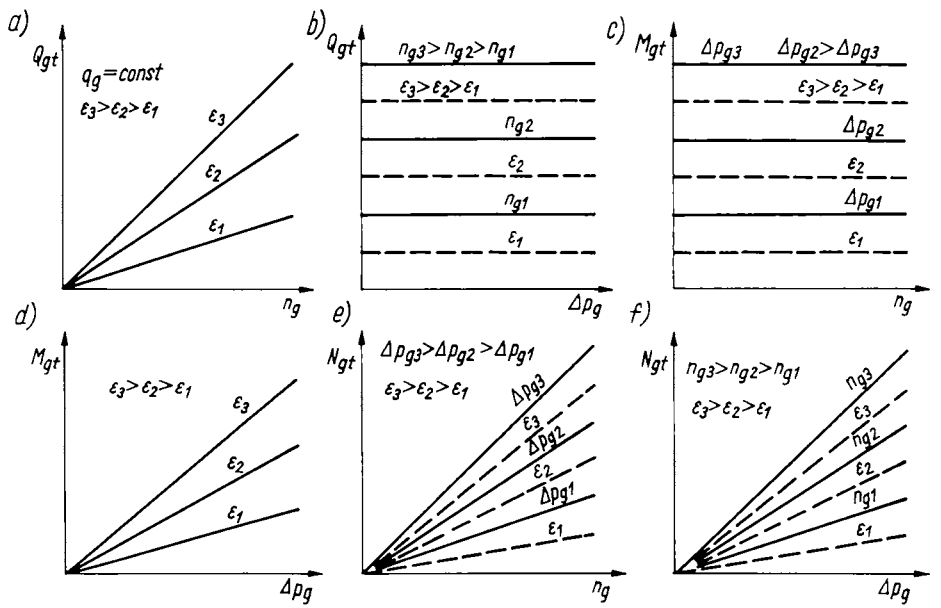
$$N_{gt} = \varepsilon q_g n_g \Delta p_g \tag{I-44}$$

Dla pomp o stałej wydajności wzory te przyjmują postać

$$M_{gt} = \frac{q_g}{2\pi}\Delta p_g \tag{I-43a}$$

$$N_{gt} = q_g n_g \Delta p_g \tag{I-44a}$$

Charakterystyki idealne pomp wyporowych wg zależności (I-42), (I-43) i (I-44) przedstawiono na rys. I-22. Na rys. I-22a podano graficzną interpretację zależności (I-42) jako funkcji prędkości obrotowej wałka pompy. Zależność ta jest liniowa. Dla pomp o zmiennej wydajności współczynnikiem kierunkowym prostej jest parametr jej nastawy ε, natomiast dla pomp o stałej wydaj-



Rys. I-22. Charakterystyki idealne pomp wyporowych

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

ności — wydajność właściwa q_g. Na rys. I-22b przedstawiono zależności (I-42) jako funkcję obciążenia Δp_g dla różnych, lecz ustalonych w czasie eksploatacji, prędkości obrotowych i niezmiennej wartości parametru ε (linie ciągłe) lub dla różnych nastaw parametru przy stałych obrotach wałka (linie przerywane). Teoretyczna wartość momentu, jak widać to na rys. I-22c i I-22d, nie zależy od prędkości obrotowej wałka lecz od ciśnienia tłoczenia oraz parametru nastawy wydajności ε. W pompach o stałej wydajności o wartości momentu decyduje wydajność właściwa oraz obciążenie Δp_g. Teoretyczna moc pompy (rys. I-22e) i (I-22f) zależy od wszystkich trzech parametrów, tzn. od prędkości obrotowej wałka, ciśnienia roboczego oraz parametru nastawy jej wydajności. W pompach o nienastawnej wydajności większą moc, przy tym samym obciążeniu i tej samej prędkości wałka, przenosi pompa o większej wydajności właściwej, a więc o większych wymiarach geometrycznych.

3.1.3. Straty energetyczne i sprawności

Wzory (I-42), (I-43), (I-44) można stosować do pompy idealnej; nie uwzględniono w nich strat występujących w pompach rzeczywistych. Straty te dzieli się zwykle na *straty objętościowe* i *straty hydrauliczno-mechaniczne*.

Straty objętościowe, zmniejszające wydajność teoretyczną pompy, są związane przede wszystkim z przeciekami czynnika z komór wyporowych przez szczeliny między elementami wyporowymi a ściankami komór roboczych lub kadłuba pompy. Natężenie wypływu czynnika roboczego przez szczeliny różnych kształtów, dla ustalonej różnicy ciśnień na jej końcach i przy założeniu niezmiennej lepkości cieczy, zależy od wymiarów szczelin. Model matematyczny, wg Schlössera [9], [10], pompy rzeczywistej, która jest przedmiotem analizy w tym rozdziale, zakłada zupełną sztywność pompy, a więc niezmienność wymiarów szczelin utworzonych przez współpracujące części w całym zakresie dopuszczalnych jej obciążeń. Drugim założeniem jest niezmienność lepkości oraz gęstości czynnika roboczego w obrębie pompy. Oba te założenia wyłączają zatem ze strat objętościowych, występujących w rzeczywistości, różnice objętości czynnika po stronie ssawnej i tłocznej pompy, spowodowane jego ściśliwością, a także okresowym odkształceniem się komór wyporowych, wpływające również na sprawność objętościową.

Straty hydrauliczno-mechaniczne — sprawiające że moment rzeczywisty, jaki należy przyłożyć do wałka pompy, jest większy od momentu teoretycznego — obejmują straty związane z oporami przepływu czynnika we wszystkich kanałach wewnętrznych pompy oraz straty tarcia na powierzchniach wszystkich części pozostających podczas eksploatacji pompy w ruchu względnym. Straty te, ze względu na trudności ich rozdzielenia w badaniach stanowiskowych — wyrażają się momentem strat — są ujmowane łącznie i określane za pomocą sprawności hydrauliczno-mechanicznej.

3.1.3.1. Wydajność rzeczywista i sprawność objętościowa

Natężenie uwarstwionego przepływu cieczy przez szczeliny o niezmiennych wymiarach zależy od różnicy ciśnień na końcach szczeliny wprost proporcjo-

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

nalnie, a od lepkości cieczy — odwrotnie proporcjonalnie. Korzystając ze wzoru na *natężenie przepływu laminarnego przez szczelinę*

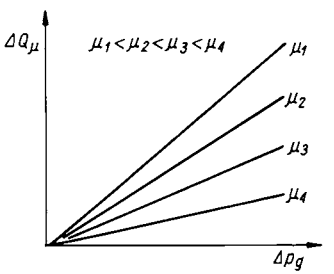
$$Q = \frac{(p_2 - p_1)b^3 w}{12\mu l} \tag{I-45}$$

można wyznaczyć *straty objętościowe* (*szczelinowe*) pomp w pierwszym przybliżeniu z zależności

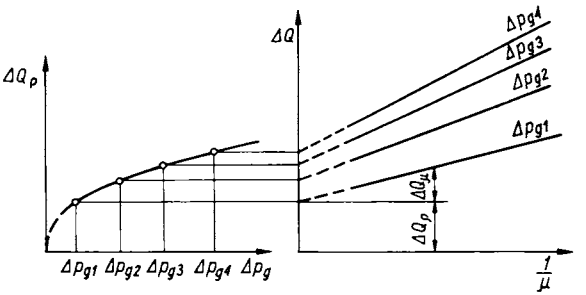
$$\Delta Q_\mu = \frac{1}{12}\frac{\Delta p_g}{\mu} X \tag{I-46}$$

gdzie: $X = b^3 w/l$ jest wielkością, wyrażaną w jednostkach objętości, odpowiadającą wszystkim połączonym równolegle czynnym szczelinom pompy, a $\Delta p_g = p_2 - p_1$ — obciążeniem pompy.

Interpretację graficzną równania (I-46) podano na rys. I-23. Dla X = const równanie to przedstawia pęk prostych, wychodzących z początku układu współrzędnych o kącie pochylenia zależnym od wartości współczynnika lepkości



Rys. I-23. Zależność $\Delta Q_\mu = f(\Delta p_g)$ dla modelu matematycznego pomp wyporowych



Rys. I-24. Rozdział całkowitych strat objętościowych ΔQ na ΔQ_μ oraz ΔQ_ϱ

dynamicznej μ. Dwukrotne zmniejszenie wartości współczynnika μ, przy określonym obciążeniu pompy Δp_g, powoduje podwojenie strat szczelinowych ΔQ_μ.

Na podstawie wyników badań laboratoryjnych różnych typów pomp [10] stwierdzono, iż *rzeczywiste całkowite straty objętościowe* ΔQ dla określonego obciążenia Δp_g są liniową funkcją odwrotności współczynnika μ, jak widać to na wykresie znajdującym się po prawej stronie rys. I-24. Proste nie wychodzą z początku układu. Oznacza to, że dla każdego obciążenia pompy rzeczywistej całkowita strata objętościowa jest sumą dwóch rodzajów strat: ΔQ_μ wg równania (I-46) oraz ΔQ_ϱ zależnych od gęstości czynnika roboczego, czyli

$$\Delta Q = \Delta Q_\mu + \Delta Q_\varrho \tag{I-47}$$

Wykorzystując wykres tej zależności, przedstawionej na rys. I-24 można wyznaczyć dla dowolnej wartości $1/\mu$ zależność $\Delta Q_\varrho = f(\Delta p_g)$. Jej przebieg, jak widać to z wykresu lewego, jest zbliżony do paraboli o równaniu

$$\Delta Q_\varrho = Y\sqrt{\frac{2\Delta p_g}{\varrho}} \tag{I-48}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

gdzie Y oznacza fikcyjny przekrój zastępczy wszystkich równolegle połączonych szczelin, w których występuje przepływ burzliwy, wyrażenie pierwiastkowe zaś — średnią prędkość przepływu w szczelinie na skutek różnicy ciśnień Δp_g.

Wyrażenie (I-48) ujmuje zatem tę część rzeczywistych strat objętościowych, które zależą od gęstości czynnika i są związane z przepływem burzliwym w szczelinach.

Równanie (I-47) opisuje straty objętościowe pomp jako sumę dwóch równoległych strumieni, wywołanych tą samą różnicą ciśnień Δp_g przez dwa różne rodzaje otworów dławiących. Strumienie składowe ΔQ_μ i ΔQ_ϱ są na ogół strumieniami zastępczymi mającymi w sumie odwzorowywać straty objętościowe, jakie występują w pompach rzeczywistych, choć w niektórych typach pomp można im przyporządkować konkretne wartości w określonych szczelinach. Straty objętościowe dzieli się na dwie składowe w celu wyznaczenia skutków rzeczywiście występującej w szczelinie zmiany własności czynnika roboczego podczas przepływu. Równanie (I-47) przyjmuje zatem postać

$$\Delta Q = \frac{1}{12}\frac{\Delta p_g}{\mu} X + Y\sqrt{\frac{2\Delta p_g}{\varrho}} \tag{I-47a}$$

Do analizy porównawczej poszczególnych typów pomp, jak też do analizy i oceny ich sprawności objętościowych, wygodnie jest w równaniu (I-47a) wprowadzić *bezwymiarowe współczynniki proporcjonalności* odniesione do wydajności właściwej pomp

$$C_\mu = \frac{\pi}{6}\frac{X}{q_g} \tag{I-48a}$$

$$C_\varrho = \frac{Y}{\sqrt[3]{q_g^2}} \tag{I-48b}$$

Podstawiając współczynniki te do równania (I-47a), otrzymuje się

$$\Delta Q = C_\mu q_g \frac{\Delta p_g}{2\pi\mu} + C_\varrho \sqrt{\frac{2\Delta p_g}{\varrho}}\sqrt[3]{q_g^2} \tag{I-49}$$

Dla danej konstrukcji o określonej wydajności właściwej oraz przy niezmieniających się własnościach czynnika roboczego ($\mu = \text{const}$ i $q_g = \text{const}$) równanie to przyjmie postać

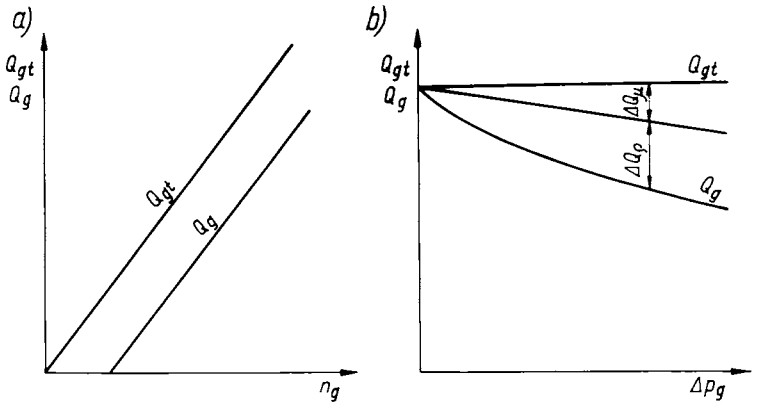
$$\Delta Q = A\Delta p_g + B\sqrt{\Delta p_g} \tag{I-49a}$$

Wynika stąd, że straty objętościowe pomp nie zależą od prędkości obrotowej wałka. *Wydajność rzeczywista pompy*

$$Q_g = Q_{gt} - \Delta Q \tag{I-50}$$

będzie zatem na wykresie rys. I-25a przedstawiona w postaci prostej równoległej do prostej wg rys. I-22a. Zależność wydajności rzeczywistej wg równania (I-50) od obciążenia pompy Δp_g przedstawiono na rys. I-25b, w której pierwszy składnik równania (I-49a), proporcjonalny do Δp_g, wyraża ΔQ_μ, drugi natomiast ΔQ_ϱ.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-25. Wydajność rzeczywista pomp wyporowych w zależności od: a) prędkości obrotowej, b) obciążenia pompy

Znając straty objętościowe można wyznaczyć *sprawność objętościową pompy* definiowaną jako

$$\eta_{vg} = \frac{Q_g}{Q_{gt}} = \frac{Q_{gt} - \Delta Q}{Q_{gt}} = 1 - \frac{\Delta Q}{q_g n_g} \tag{I-51}$$

Wydajność rzeczywistą pompy można wyznaczyć również na podstawie znajomości wydajności teoretycznej i sprawności objętościowej (przekształcając wzór (I-51)) z zależności

$$Q_g = Q_{gt}\eta_{vg} = q_g n_g \eta_{vg} \tag{I-51a}$$

Podstawiając zależność (I-49) do wzoru (I-51) otrzymuje się

$$\eta_{vg} = 1 - \frac{C_\mu}{x} - \frac{C_\varrho}{y} \tag{I-52}$$

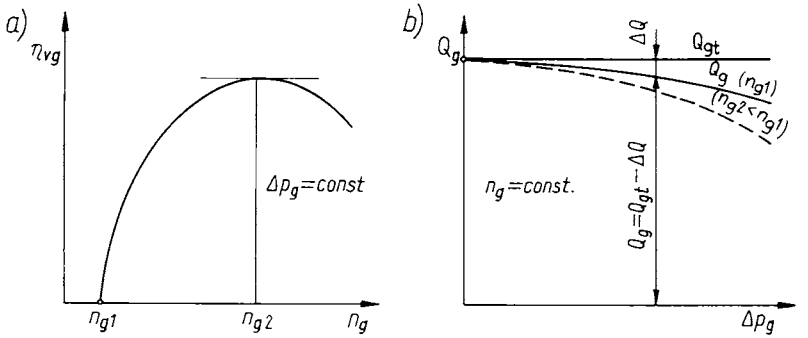
w którym $x = \dfrac{2\pi n_g \mu}{\Delta p_g}$; $\quad y = \dfrac{n_g \sqrt[3]{q_g}}{\sqrt{\dfrac{2\Delta p_g}{\varrho}}}$

Równanie (I-52) umożliwia przeprowadzanie wszelkiego rodzaju porównań pomp tego samego typu lecz różnych wielkości lub pomp różnych typów o jednakowej wydajności właściwej, a także porównywanie wyników badań pomp rzeczywistych z ich modelem matematycznym. Wynika stąd, że sprawność objętościowa będzie tym większa, im mniejszą wartość będą miały współczynniki C_μ i C_ϱ.

W całym toku analizy przyjmowano niezmienność wymiarów szczelin, a więc także niezmienność wartości współczynników C_μ i C_ϱ. Elastyczne deformacje elementów pompy pod wpływem obciążenia powodują zwiększenie grubości szczelin, decydującej o wartości strat objętościowych (występuje w porównaniu (I-46) w trzeciej potędze). Rzeczywiste przebiegi wydajności $Q_g = f(n_g)$ oraz $Q_g = f(\Delta p_g)$ będą kształtować się inaczej niż na rys. I-25. Prosta Q_g na rys. I-25a będzie miała większy kąt nachylenia do osi odciętych niż prosta Q_{gt},

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

natomiast zależność $Q_g = f(\Delta p_g)$ (na rys. I-25b) będzie zwrócona wypukłością ku górze, jak podano na rys. I-26b. Na rysunku tym podano także interpretację definicyjnego równania (I-51) sprawności objętościowej pompy dla ustalonej wartości prędkości obrotowej wałka. Dla mniejszej wartości prędkości obrotowej pompy zależność $Q_g = f(\Delta p_g)$, zaczynając od wartości Q_{gt} przy $\Delta p_g = 0$, będzie wykazywać większe odchylenie od wartości teoretycznej. Łatwo zauważyć, że wykres przedstawiony na rys. I-26b jest także, w innej skali, obrazem zależności sprawności objętościowej η_{vg} od obciążenia pompy Δp_g. Na rys. I-26a



Rys. I-26. Przebieg sprawności objętościowej i wydajności rzeczywistej pomp wyporowych: a) zależność $\eta_{vg} = f(n_g)$, b) zależność $Q_g = f(\Delta p_g)$

przedstawiono przebieg zależności sprawności objętościowej pomp rzeczywistych od prędkości obrotowej wałka. Dla prędkości obrotowej $n_g \leqslant n_{g1}$ sprawność pompy wynosi 0, ponieważ cała jej wydajność dla danego obciążenia Δp_g jest przeznaczona na pokrycie strat szczelinowych, zależnych wyłącznie od obciążenia pompy (co wynika z równania (I-49)). Maksymalną wartość sprawności objętościowej osiąga się przy charakterystycznych dla każdej pompy obrotach wałka n_{g2}. Powyżej tej wartości wydajność rzeczywista, a więc i sprawność objętościowa pompy, zaczynają gwałtownie spadać — głównie na skutek nie całkowitego napełniania komór wyporowych, spowodowanego kawitacją w otworze ssawnym.

3.1.3.2. Moment napędowy i sprawność hydrauliczno-mechaniczna

Rzeczywisty moment jaki należy przyłożyć do wałka pompy, jest większy od wartości momentu teoretycznego M_{gt}, wg (I-43) lub (I-43a), o wartość momentu strat ΔM, jakie w obrębie pompy wystąpią

$$M_g = M_{gt} + \Delta M \tag{I-53}$$

przy czym moment strat [9], [10]

$$\Delta M = \Delta M_f + \Delta M_\mu + \Delta M_h + \Delta M_c \tag{I-54}$$

Wielkość ΔM_f wyraża moment strat będących sumą wszystkich strat tarcia mechanicznego w gniazdach łożyskowych, w węzłach uszczelniających o tyle, o ile są one źródłem tarcia proporcjonalnego do obciążenia pompy Δp_g. Straty te są

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

niezależne od prędkości obrotowej wałka oraz od parametru nastawy wydajności pompy; zależą natomiast od wydajności właściwej q_g. Można więc przyjąć, że *moment strat* z powodu *tarcia mechanicznego* wynosi

$$\Delta M_f = C_{mf} \frac{\Delta p_g}{2\pi} q_g \tag{I-55}$$

Wartość współczynnika C_{mf} może zależeć i faktycznie zależy od parametrów ruchowych pompy, w tym także od prędkości obrotowej. Jeśli prędkość ta wzrasta, współpracujące powierzchnie pompy tracą na ogół kontakt metaliczny, to powstają warunki do smarowania hydrodynamicznego, a więc wartość współczynnika C_{mf} maleje.

Wielkość ΔM_μ wyraża *moment strat tarcia lepkiego* w szczelinach utworzonych przez współpracujące części, w łożyskach oraz w węzłach uszczelniających. Moment ten jest wprost proporcjonalny do lepkości czynnika, prędkości obrotowej pompy oraz do jej wydajności właściwej, a więc

$$\Delta M_\mu = C_{m\mu} \mu n_g q_g \tag{I-56}$$

Należy jednak pamiętać, że lepkość czynnika w szczelinach i komorach łożyskowych bywa zwykle różna od lepkości tego samego czynnika znajdującego się w kanałach roboczych pompy.

Wielkość ΔM_h jest momentem strat hydraulicznych w komorach wyporowych i kanałach kadłuba pompy oraz w wypełnionych całkowicie czynnikiem komorach łożysk tocznych. Zakładając, że wszędzie występuje przepływ burzliwy, moment ten będzie wprost proporcjonalny do gęstości czynnika. Z teorii maszyn wirowych wiadomo, że wartość ich momentu jest proporcjonalna do kwadratu liczby obrotów oraz piątej potęgi średnicy wirnika. Ponieważ moment strat hydraulicznych ΔM_h odnosi się do wydajności właściwej q_g, wyrażanej w jednostkach objętości, to w celu uzyskania proporcjonalności w stosunku do wymiaru liniowego umownej średnicy należy wydajność właściwą przyjąć jako pierwiastek sześcienny.

Ostatecznie można więc napisać

$$\Delta M_h = C_{mh} \frac{\varrho n^2}{4\pi} \sqrt[3]{q_g^5} \tag{I-57}$$

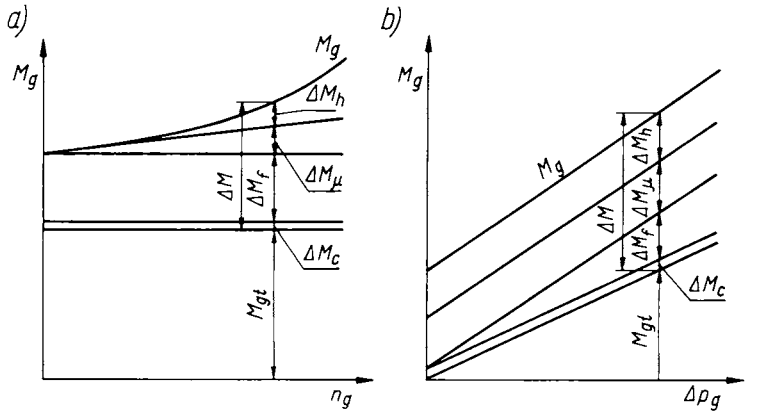
Wielkość ΔM_c obejmuje *moment strat stałych* niezależnych od parametrów ruchowych pompy, ale zależnych od rodzaju konstrukcji, np. moment strat tarcia w uszczelnieniu wałka napędowego. Wartość ta w porównaniu z innymi stratami jest mała i najczęściej pomijana.

$$\Delta M_c = \text{const} \tag{I-58}$$

Podstawiając do równania (I-53) równanie (I-43a) oraz równania od (I-54) do (I-58), otrzymuje się wyrażenie określające *rzeczywisty moment napędowy pompy*

$$M_g = \frac{q_g}{2\pi} \Delta p_g + C_{mf} \frac{q_g}{2\pi} \Delta p_g + C_{m\mu} \mu n_g q_g + C_{mh} \frac{\varrho n_g^2}{4\pi} \sqrt[3]{q_g^5} + \Delta M_c \tag{I-59}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-27. Rzeczywisty moment na wałku pompy w zależności od: a) prędkości obrotowej wałka, b) obciążenia pompy

Równanie to można zapisać w postaci obrazującej charakter zależności momentu rzeczywistego od prędkości obrotowej pompy

$$M_g = A + Bn_g + Cn_g^2$$

lub w postaci przedstawiającej zależność momentu rzeczywistego od jej obciążenia Δp_g

$$M_g = D\Delta p_g + E$$

Obie te zależności przedstawiono na rys. I-27, przyjmując momenty poszczególnych strat wg równań od (I-55) do (I-58).

Sprawność hydrauliczno-mechaniczną pompy definiuje się jako

$$\eta_{hmg} = \frac{M_{gt}}{M_g} = \frac{M_{gt}}{M_{gt} + \Delta M} = \frac{1}{1 + \dfrac{\Delta M}{M_{gt}}} \tag{I-60}$$

Niezbędny moment, który należy przyłożyć do wałka pompy, aby uzyskać w otworze wylotowym moment dyspozycyjny M_{gt}, wyznacza się jako

$$M_g = \frac{M_{gt}}{\eta_{hmg}} = \frac{q_g \Delta p_g}{2\pi\eta_{hmg}} \tag{I-60a}$$

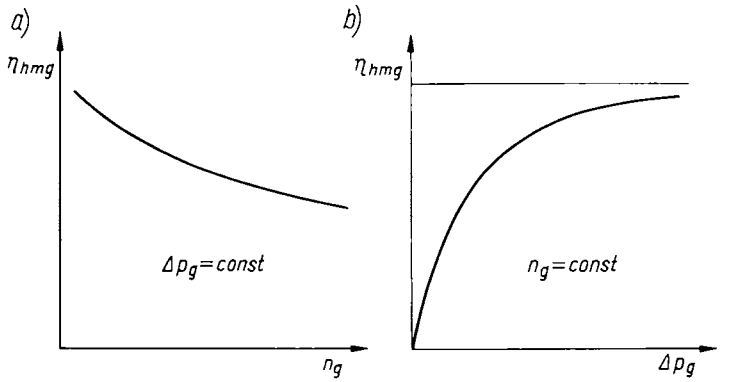
Podstawiając do równania (I-59) zależności (I-55), (I-56), (I-57) oraz przyjmując moment $\Delta M_c \approx 0$, otrzymuje się wzór na sprawność hydrauliczno-mechaniczną w postaci

$$\eta_{hmg} = \frac{1}{1 + C_{mf} + xC_{m\mu} + y^2 C_{mh}} \tag{I-61}$$

gdzie x i y są współczynnikami ze wzoru (I-52).

Przebieg sprawności hydrauliczno-mechanicznej, definiowany związkami (I-60) lub (I-61), w zależności od prędkości obrotowej wałka i od obciążenia pompy ilustrują wykresy na rys. I-28.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-28. Przebieg sprawności hydrauliczno-mechanicznej pomp wyporowych w zależności od: a) prędkości obrotowej wałka, b) obciążenia pompy

3.1.3.3. Moc napędowa i sprawność całkowita

Moc teoretyczna jest wg równań (I-44) iloczynem wydajności teoretycznej Q_{gt} i obciążenia $\Delta p_g = p_2 - p_1$. *Moc efektywna*, którą można wykorzystać w układzie napędowym, jest zależna od wychodzącego z otworu tłocznego strumienia czynnika roboczego o natężeniu równym wydajności rzeczywistej Q_g i ciśnienia Δp_g

$$N_e = Q_g \Delta p_g = Q_{gt} \eta_{vg} \Delta p_g = q_g n_g \eta_{vg} \Delta p_g \tag{I-62}$$

Moc, jaką należy doprowadzić od silnika napędowego, można wyznaczyć znając moment rzeczywisty M_g, który należy przyłożyć do wałka pompy. *Moc napędowa pompy* wynosi

$$N_g = 2\pi n_g M_g \tag{I-63}$$

Sprawność całkowita pompy η_g wyraża się stosunkiem mocy oddanej do mocy doprowadzonej

$$\eta_g = \frac{N_e}{N_g} \tag{I-64}$$

Podstawiając do równania definicyjnego (I-64) zależności (I-62), (I-63), (I-43a) i (I-60) otrzymuje się

$$\eta_g = \frac{q_g n_g \eta_{vg} \Delta p_g}{2\pi n_g M_g} = \eta_{vg} \frac{q_g \Delta p_g}{2\pi M_g} = \eta_{vg} \eta_{hmg} \tag{I-65}$$

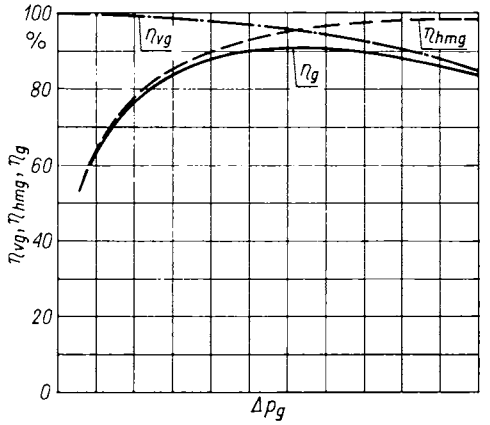
Sprawność całkowita pompy jest zatem iloczynem sprawności objętościowej i sprawności hydrauliczno-mechanicznej. Mnożąc stronami równania (I-52) i (I-61), uzyskuje się postać

$$\eta_g = \frac{1 - \frac{C_u}{x} - \frac{C_e}{y}}{1 + C_{mf} + xC_{m\mu} + y^2 C_{mh}} \tag{I-66}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

umożliwiającą analizę wpływu poszczególnych czynników oraz analizę porównawczą poszczególnych typów pomp, a także pomp rzeczywistych z jej modelem matematycznym.

Przebieg zależności wszystkich trzech sprawności rzeczywistych pomp wyporowych od obciążenia Δp_g przedstawiono na rys. I-29. Przebiegi te oddają charakter tych zależności dla wszystkich typów pomp wyporowych, stosowanych w hydrostatycznych układach napędowych. Dowodzą także dość dużej zgodności z zależnościami wyprowadzonymi w analizie modelu matematycz-



Rys. I-29
Przykładowe sprawności η_{vg}, η_{hmg}, η_g pomp wyporowych w zależności od obciążenia Δp_g

nego pompy. Wytwórcy pomp nie podają zwykle w katalogach swoich wyrobów wszystkich sprawności. Najczęściej ograniczają się tylko do podawania wykresów sprawności objętościowej i całkowitej w funkcji obciążenia. Korzystając z zależności (I-65), można wyznaczyć na ich podstawie sprawność hydrauliczno-mechaniczną dla każdego obciążenia. Często także podaje się tylko charakterystykę $\eta_g = f(\Delta p_g)$ oraz wykresy zależności $Q_g = f(\Delta p_g)$, skąd można wyznaczyć potrzebną do obliczeń wartość zależności $\eta_{vg} = f(\Delta p_g)$.

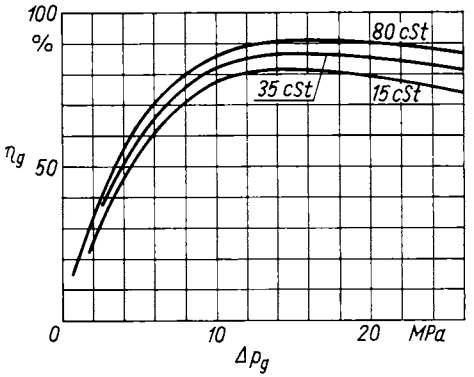
3.1.4. Charakterystyki rzeczywiste

Matematyczny model pompy wyporowej o stałej wydajności poddano analizie w p. 3.1.3. Dla pompy o nastawnej wydajności, dla której parametr nastawy ε może przyjmować dowolne wartości od 0 do 1, we wszystkich równaniach należy zamiast wydajności właściwej q_g wprowadzić iloczyn εq_g. W ten sposób umożliwia się analizę wpływu nastawy wydajności pompy na poszczególne jej sprawności. Jest to realne tylko w pracach nad udoskonaleniem produkowanych pomp określonego typu, gromadząc wyniki badań laboratoryjnych, umożliwiających ustalenie przeciętnych wartości współczynników proporcjonalności występujących w poszczególnych składnikach strat energetycznych.

Dokładne pomiary wielkości charakterystycznych pomp rzeczywistych dowodzą, że różnią się one od modelu matematycznego. Przyczyn tego zjawiska należy doszukiwać się przede wszystkim w poczynionych, przy tworzeniu modelu, założeniach. Na skutek odkształceń sprężystych pompy szczeliny nie

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

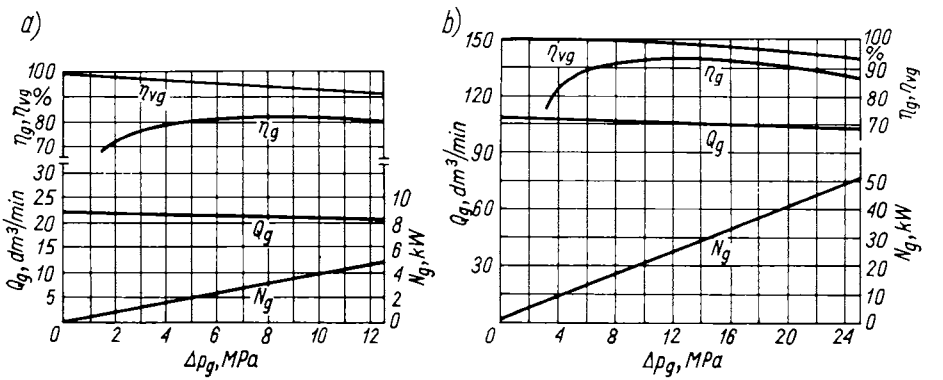
mają stałej grubości. Własności fizyczne czynnika w szczelinie, a przede wszystkim jego lepkość, także nie są stałe. Na skutek wzrostu temperatury czynnika, wywołanego zamienianymi na ciepło stratami energii w obrębie pompy, straty szczelinowe wzrastają, a tym samym zmniejszeniu ulega jej sprawność całkowita. Przykładem tego mogą być wykresy zależności $\eta_g = f(\Delta p_g)$ dla różnych lepkości czynnika na rys. I-30.



Rys. I-30
Zależność sprawności całkowitej pompy od lepkości czynnika roboczego

Wywiązujące się na skutek strat energii ciepło jest odprowadzane do otoczenia przez kadłub, a w większym jeszcze stopniu — przez strumień przepływającego przez pompę czynnika. Jeśli wydajność pompy jest niewielka, co ma miejsce przy małych prędkościach obrotowych wałka lub przy małej wartości parametru ε w pompach o nastawnej wydajności, to skutek chłodzenia jest znacznie mniejszy — a temperatura czynnika będzie szybko wzrastać. Praca w takich warunkach przez dłuższy czas może doprowadzić do zatarcia się pompy.

Dobierając właściwą pompę do układu napędowego należy korzystać z danych charakterystycznych, zawartych w katalogach pomp produkowanych seryjnie. Dane te podaje się najczęściej w postaci wykresów zależności $Q_g = f(\Delta p_g)$, $\eta_{vg} = f(\Delta p_g)$, $\eta_g = f(\Delta p_g)$. Często są podawane inne dodatkowe zależności, np. $N_g = f(\Delta p_g)$ dla $n = \text{const}$, $N_g = f(n)$ lub $M_g = f(n)$ dla określonego obciążenia Δp_g. Na rys. I-31 podano przykłady charakterystyk pomp produkcji

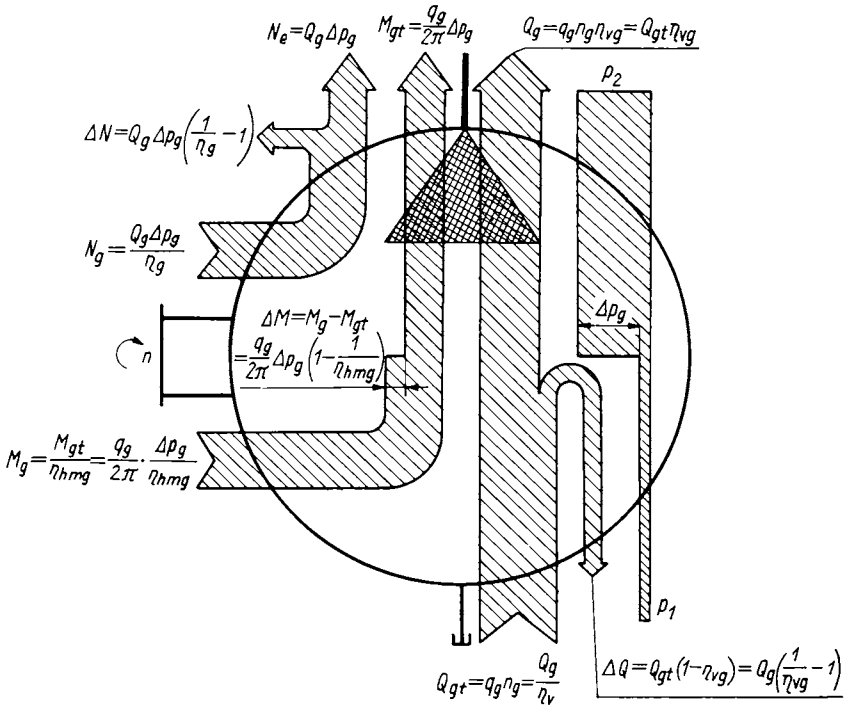


Rys. I-31. Przykłady charakterystyk pomp produkcji Kombinatu PZL-HYDRAL we Wrocławiu: a) pompa zębata PZ2-KS-20, b) pompa wielotłoczkowa osiowa PTZOZ-100

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

krajowej dla prędkości obrotowej $n = 1500$ obr/min i lepkości czynnika roboczego $\nu = 40$ cSt.

Bilans wszystkich wielkości charakterystycznych pompy rzeczywistej zestawiono na rys. I-32. Naniesiono również wszystkie wyprowadzone w p. 3.1.3. zależności wiążące ich wartości wejściowe i wyjściowe. Oznaczono także zależności określające straty, których znajomość jest ważna np. przy bilansowaniu cieplnym układu napędowego.


$N_e = Q_g \Delta p_g$
$M_{gt} = \frac{q_g}{2\pi} \Delta p_g$
$Q_g = q_g n_g \eta_{vg} = Q_{gt} \eta_{vg}$
p_2
$\Delta N = Q_g \Delta p_g \left(\frac{1}{\eta_g} - 1\right)$
$N_g = \frac{Q_g \Delta p_g}{\eta_g}$
$\Delta M = M_g - M_{gt}$
$= \frac{q_g}{2\pi} \Delta p_g \left(1 - \frac{1}{\eta_{hmg}}\right)$
Δp_g
n
$M_g = \frac{M_{gt}}{\eta_{hmg}} = \frac{q_g}{2\pi} \cdot \frac{\Delta p_g}{\eta_{hmg}}$
p_1
$Q_{gt} = q_g n_g = \frac{Q_g}{\eta_v}$
$\Delta Q = Q_{gt}(1 - \eta_{vg}) = Q_g \left(\frac{1}{\eta_{vg}} - 1\right)$

Rys. I-32. Bilans wielkości charakterystycznych pompy wyporowej

Pierwszy wykres (prawy) obrazuje rozkład ciśnienia między otworem ssawnym, w którym panuje ciśnienie p_1 i tłocznym — gdzie występuje ciśnienie p_2. Wzrost (ciśnienia) obciążenia $\Delta p_g = p_2 - p_1$ odbywa się kosztem momentu M_{gt} wg zależności (I-43a). Moment przyłożony do wałka jest $1/\eta_{hmg}$ razy większy od momentu teoretycznego M_{gt}. Ponieważ ciśnienie p_1 jest bardzo małe w porównaniu z ciśnieniem tłoczenia p_2, więc we wszelkiego rodzaju charakterystykach pomp rzeczywistych operuje się zwykle ciśnieniem p_2 zamiast stosowanego w analizie ciśnienia obciążenia Δp_g.

Na drugim wykresie przedstawiono bilans wydajności sporządzony przy wykorzystaniu sprawności objętościowej η_{vg}. Wartości — wyjściowa i wejściowa — pozostają w relacji określonej równaniem (I-51). *Straty objętościowe pompy*, wyznaczone z równania (I-50) po podstawieniu wzoru (I-51), wynoszą

$$\Delta Q = Q_{gt} - Q_g = Q_{gt}(1 - \eta_{vg}) = Q_g \left(\frac{1}{\eta_{vg}} - 1\right) \tag{I-67}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

W bilansie mocy występuje sprawność całkowita η_g. *Całkowita strata mocy*, zamieniana w pompie na ciepło, wyniesie

$$\Delta N = N_g - N_e = Q_g \Delta p_g \left(\frac{1}{\eta_g} - 1 \right) \tag{I-68}$$

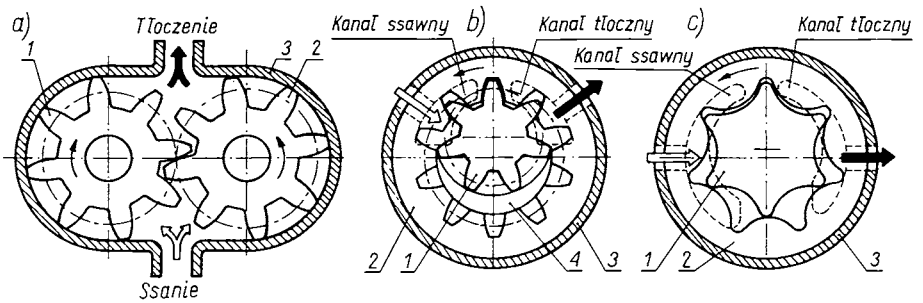
3.2. Pompy zębate

3.2.1. Zasada działania i systematyka konstrukcji

Wśród pomp wyporowych stosowanych w hydrostatycznych układach napędowych jako generatory energii ciśnienia, a także jako silniki hydrauliczne, *pompy zębate* wyróżniają się prostą i zwartą konstrukcją oraz stosunkowo dużą trwałością eksploatacyjną i niską ceną. Tym też tłumaczy się fakt, że są obecnie najbardziej rozpowszechnione. W konstrukcji obrabiarek np. ich udział, ilościowo biorąc, jest oceniany na ok. 60% wszystkich stosowanych pomp. W konstrukcjach maszyn i ciągników rolniczych udział ich jest jeszcze większy. Podobnie jest w konstrukcjach samojezdnych maszyn roboczych o mocy do 100 kW.

Wśród pomp zębatych obecnie przeważają *pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym*. Konstrukcję i zasadę ich działania wyjaśniono na rys. I-33a. Dopływający przewodem ssawnym czynnik roboczy wypełnia przestrzenie międzyzębne obu współpracujących kół zębatych, w których jest unoszony do wylotu tłocznego. Koło *1* jest osadzone sztywno na wałku napędowym, natomiast koło *2* obraca się na osi lub wraz z osią w łożyskach osadzonych w kadłubie. Warunkiem osiągania w przewodzie tłocznym wymaganego ciśnienia jest szczelność wewnętrzna pompy, uzależniona od wartości *luzów: promieniowego* — między wytoczeniem kadłuba a kołem głów — oraz *osiowego*, wyznaczonego różnicą odległości powierzchni pokryw zamykających kadłub i szerokości kół zębatych.

Zasadę działania *pomp zębatych o zazębieniu wewętrznym*, którym ostatnio poświęca się coraz większą uwagę, wyjaśniono na rys. I-33b i I-33c. Na rys. I-33b przedstawiono pompę z tzw. *wkładką sierpową 4*. Zadaniem jej jest szczelne oddzielenie przestrzeni ssawnej od tłocznej po przeciwległej stronie bieguna



Rys. I-33. Pompy zębate: a) o zazębieniu zewnętrznym, b) o zazębieniu wewnętrznym z wkładką sierpową, c) gerotorowa; *1* — koło pędzące, *2* — koło pędzone, *3* — kadłub, *4* — wkładka sierpowa

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

zazębienia współpracujących kół: koła *1* i uzębionego wieńca *2*. W rozwiązaniu wg rys. I-33c, przedstawiającym *pompę* zwaną często *gerotorową*, liczba zębów uzębionego wieńca jest tylko o 1 większa od liczby zębów koła *1*. W rozwiązywaniu tym wszystkie zęby współpracują ze sobą równocześnie, a zmienne podczas obrotu przestrzenie międzyzębne są oddzielone od siebie przez linie styku kolejnych par współpracujących zębów. W obu rozwiązaniach doprowadzenie czynnika do strefy ssania oraz odprowadzenie go ze strefy tłoczenia odbywa się przez kanały w pokrywach czołowych pompy, mające odpowiednie połączenia z wylotami ssawnym i tłocznym.

Zarys zębów może być *ewolwentowy*, *cykloidalny*, *logarytmiczny* lub *specjalny*. W pompach o zazębieniu zewnętrznym stosuje się wyłącznie zarysy ewolwentowe. W pompach o zazębieniu wewnętrznym z wkładką sierpową zarys ten jest obecnie także najczęściej stosowany, chociaż ostatnio stosuje się także zarysy cykloidalne. Ze względu na zasadę działania w pompach gerotowych, przedstawionych na rys. I-33c, występują tylko zarysy cykloidalne lub (sporadycznie) logarytmiczne.

Uzębienie kół jest z reguły *proste*, *zęby skośne* stosuje się rzadziej, ponieważ siła międzyzębna daje składową osiową, obciążającą współpracujące powierzchnie czołowe kół oraz pokryw kadłuba. Wada ta nie występuje, jeżeli zastosuje się *zęby daszkowe*, w których siły osiowe nie występują. Inną wadą zazębień skośnych jest, wbrew ogólnie panującym poglądom, większa nierównomierność wydajności. Zęby skośne są więc stosowane rzadko i to dla niewysokich ciśnień roboczych.

Ze względu na kompensację luzów pompy można podzielić na trzy grupy. Pierwszą grupę stanowią *pompy bez kompensacji*, drugą — *pompy z kompensacją luzów osiowych*, oraz trzecią — *pompy z kompensacją luzów osiowych i promieniowych*.

Podstawowym typem pompy produkowanym obecnie przez większość firm w świecie jest pompa o zazębieniu zewnętrznym, o kołach z jednakową liczbą zębów prostych i o zarysie ewolwentowym. Konstrukcja ta jest najtańsza i umożliwia uzyskanie wysokiej dokładności wykonania części, co daje dużą trwałość i bardzo dobrą sprawność przy dużych ciśnieniach roboczych.

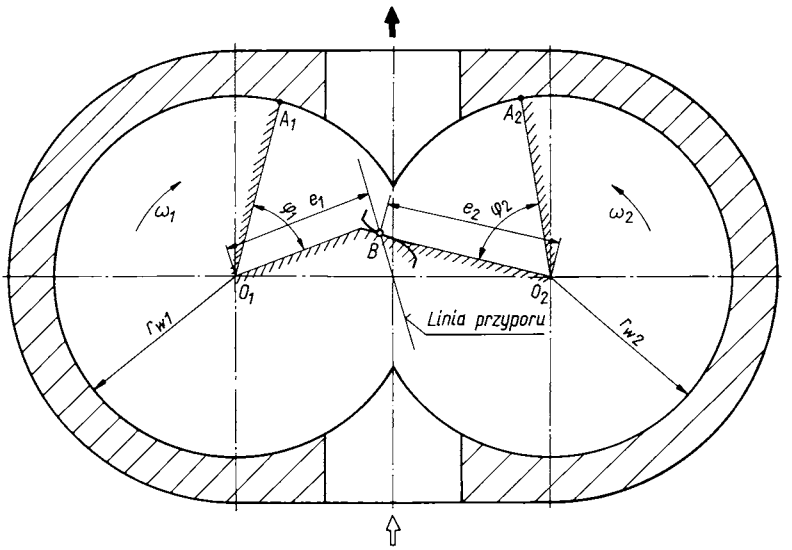
3.2.2. Pompy o zazębieniu ewolwentowym

3.2.2.1. Wydajność

W literaturze [11] podaje się wiele wzorów empirycznych i teoretycznych na obliczanie wydajności pomp zębatych o zazębieniu ewolwentowym. Wszystkie te wzory są obarczone jednak błędami. Wzory empiryczne są zestawione na podstawie wyników pomiarów konkretnych konstrukcji i dlatego nie mogą mieć zastosowania jako ogólne do innych rozwiązań. Wartości otrzymane z obliczeń wg wzorów są obarczone błędami, wynikającymi z założeń upraszczających, dokonywanych przy ich wyprowadzaniu. Projektując układy napędowe należy w obliczeniach przyjmować wydajność rzeczywistą, wynikającą z charakterystyki konkretnej pompy, jaką zamierza się zastosować. Przy konstruowaniu

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

pomp natomiast wielkością wyjściową jest ich wydajność. Od niej zależą wyszystkie wymiary, a także obciążenia części konstrukcyjnych. Wydajność zależy od rodzaju zazębienia i wymiarów kół, a więc powiązanie jej z wielkościami określającymi koła zębate staje się koniecznością. Jest to niezbędne do właściwego zwymiarowania pompy oraz do analizy wpływu poszczególnych parametrów pompy na jej wydajność.



Rys. I-34. Model pompy zębatej

Na rys. I-34 przedstawiono kadłub pompy z dwoma współpracującymi kołami zębatymi o promieniach kół głów r_{w1} i r_{w2}. Ciecz z przestrzeni ssawnej do przestrzeni tłocznej jest przenoszona zawsze tylko przez jedną parę zębów. Przy założeniu zupełnej szczelności na obwodzie i powierzchniach czołowych kół można przyjąć, że oddzielenie przestrzeni ssawnej do tłocznej następuje wzdłuż linii $A_1O_1BO_2A_2$. Punkt styku B współpracujących zębów, poruszający się przy obrocie kół wzdłuż linii przyporu, jest odległy od osi kół odpowiednio o e_1 i e_2. Zakładając ponadto, że pompa tłoczy czynnik nieściśliwy i bez jakichkolwiek strat, można przyjąć w każdej chwili równoważność energii ciśnienia i energii mechanicznej

$$\mathrm{d}q_u p = M_1 \mathrm{d}\varphi_1 + M_2 \mathrm{d}\varphi_2 \tag{I-69}$$

gdzie: $\mathrm{d}q_u$ — elementarna objętość wytłoczona przy obrocie kół o kąt $\mathrm{d}\varphi_1$ i $\mathrm{d}\varphi_2$, p — ciśnienie tłoczenia, M_1 i M_2 — momenty na kołach zębatych czynnym i biernym.

Ponieważ oba koła w przestrzeni ograniczonej obrysem $A_1O_1BO_2A_2$ są obciążone ciśnieniem tłoczenia, to przy szerokości kół b momenty, jakie należy przyłożyć do kół, będą miały wartość

$$M_1 = \frac{pb}{2}(r_{w1}^2 - e_1^2); \qquad M_2 = \frac{pb}{2}(r_{w2}^2 - e_2^2) \tag{I-70}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Podstawiając równania (I-70) do wzoru (I-69) otrzymuje się

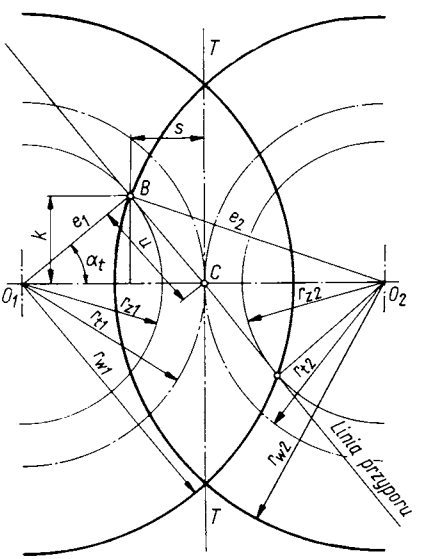
$$dq_u p = \frac{pb}{2}[(r_{w1}^2 - e_1^2)d\varphi_1 + (r_{w2}^2 - e_2^2)d\varphi_2] \tag{I-71}$$

Ponieważ $d\varphi_1 = \omega_1 dt$ oraz $d\varphi_2 = \omega_2 dt = \omega_1 \frac{r_{t1}}{r_{t2}} dt$, przy czym wielkości r_{t1} i r_{t2} są promieniami kół tocznych, więc zależność (I-71) można zapisać w postaci

$$dq_u = \frac{b\omega_1}{2}\left[(r_{w1}^2 - e_1^2) + \frac{r_{t1}}{r_{t2}}(r_{w2}^2 - e_2^2)\right]dt \tag{I-72}$$

Odległości e_1 i e_2 można wyznaczyć z warunków zazębienia (rys. I-35) jako

$$\begin{aligned} e_1^2 &= (r_{t1} - s)^2 + k^2 = r_{t1}^2 - 2r_{t1}s + u^2 \\ e_2^2 &= (r_{t2} + s)^2 + k^2 = r_{t2}^2 + 2r_{t2}s + u^2 \end{aligned} \tag{I-73}$$



Rys. I-35
Zazębienie ewolwentowe: r_w, r_t, r_z — promienie kół wierzchołkowego, tocznego i zasadniczego, α_t — kąt przyporu, e_1, e_2 — odległość punktu styku B od osi obrotu kół, u — chwilowa odległość punktu styku B od bieguna zazębienia C, k, s — wielkości pomocnicze do obliczeń

Po podstawieniu tych zależności do równania (I-72) otrzymuje się

$$dq_u = \frac{b\omega_1}{2}\left[r_{w1}^2 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}}r_{w2}^2 - r_{t1}(r_{t1} + r_{t2}) - \left(1 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}}\right)u^2\right]dt \tag{I-74}$$

skąd, po podzieleniu obustronnie przez dt dochodzi się do wzoru na *chwilową wydajność pompy zębatej* w postaci

$$Q_u = \frac{dq_u}{dt} = \frac{b\omega_1}{2}\left[r_{w1}^2 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}}r_{w2}^2 - r_{t1}(r_{t1} + r_{t2}) - \left(1 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}}\right)u^2\right] \tag{I-75}$$

Równanie to przedstawia parabolę. Współrzędna u wyraża chwilową odległość punktu styku zębów B, poruszającego się wzdłuż linii przyporu, od bieguna zazębienia C. Wzór zachowuje ważność na długości odcinka przyporu, a

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

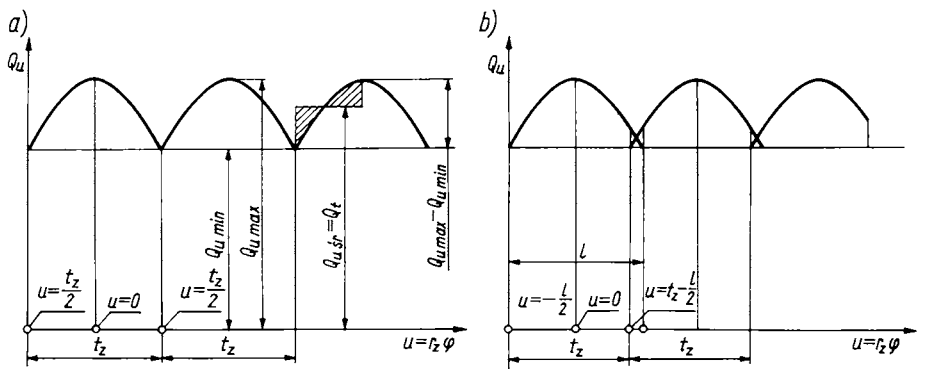
więc wówczas gdy $-\frac{t_z}{2} \leqslant u \leqslant \frac{t_z}{2}$. Przebieg tej zależności $Q_u = f(u)$ przedstawiono na rys. I-36a.

Maksymalna wartość wydajności chwilowej wystąpi wówczas, gdy $u = 0$ i wyniesie

$$Q_{u\,max} = \frac{b\omega_1}{2}\left[r_{w1}^2 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}} r_{w2}^2 - r_{t1}(r_{t1} + r_{t2})\right] \tag{I-76}$$

Minimalna wartość wydajności chwilowej wystąpi w przypadku, gdy odcięta u przybierze wartość maksymalną, tzn. gdy para zębów będzie wchodzić lub wychodzić z zazębienia, czyli gdy $u = \pm\frac{t_z}{2}$. Z równania (I-75) otrzymuje się

$$Q_{u\,min} = \frac{b\omega_1}{2}\left[r_{w1}^2 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}} r_{w2}^2 - r_{t1}(r_{t1} + r_{t2}) - \left(1 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}}\right)\frac{t_z^2}{4}\right] \tag{I-77}$$



Rys. I-36. Zależność wydajności chwilowej od współrzędnej u: a) dla zazębienia o liczbie przyporu $\varepsilon = 1$, b) dla zazębienia o $\varepsilon > 1$

Całkując wyrażenie (I-74) w granicach $u = \pm\frac{t_z}{2}$, pamiętając jednocześnie, że dla zazębienia ewolwentowego punkt współpracy zębów porusza się wzdłuż linii przyporu ze stałą prędkością $r_{z1}\omega_1 = du/dt$, skąd $dt = du/r_{z1}\omega_1$, otrzymuje się objętość cieczy q_z wypartą przez koła przy obrocie o kąt odpowiadający jednej podziałce (pole pod krzywą $Q_u = f(u)$ na rys. I-36)

$$q_z = \frac{\pi b}{z_1}\left[r_{w1}^2 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}} r_{w2}^2 - r_{t1}(r_{t1} + r_{t2}) - \left(1 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}}\right)\frac{t_z^2}{12}\right] \tag{I-78}$$

Mnożąc tę zależność przez liczbę zębów koła czynnego, otrzymuje się *teoretyczną wartość wydajności właściwej pompy*, tzn. wydajność na jeden obrót wałka

$$q = q_z z_1 = \pi b\left[r_{w1}^2 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}} r_{u2}^2 - r_{t1}(r_{t1} + r_{t2}) - \left(1 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}}\right)\frac{t_z^2}{12}\right] \tag{I-79}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Wydajność teoretyczną pompy zgodnie z równaniem (I-42a) otrzymuje się, mnożąc zależność (I-79) przez prędkość obrotową wałka

$$Q_{gt} = Q_{uśr} = \pi bn\left[r_{w1}^2 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}} r_{w2}^2 - r_{t1}(r_{t1}+r_{t2}) - \left(1+\frac{r_{t1}}{r_{t2}}\right)\frac{t_z^2}{12}\right] \qquad \text{(I-80)}$$

Wzory (I-79) i (I-80) nie są ścisłe, ponieważ były wyprowadzone przy założeniu, że liczba przyporu $\varepsilon = l/t_z = 1$. W rzeczywistości przenoszenie czynnika roboczego z przestrzeni ssawnej do tłocznej będzie realizowane przez jedną parę zębów od chwili ich wejścia w zazębienie, a więc wtedy gdy współrzędna u będzie równa połowie odcinka przyporu l, do chwili wejścia we współpracę następnej pary zębów, a więc gdy $u = t_z - \frac{l}{2}$ (rys. I-36b oraz rys. I-39). Całkując zatem wyrażenie (I-74) w granicach od $u = -\frac{l}{2}$ do $u = t_z - \frac{l}{2}$ otrzymuje się teoretyczną wartość wydajności właściwej

$$q = \pi b\left[r_{w1}^2 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}} r_{w2}^2 - r_{t1}(r_{t1}+r_{t2}) - \left(1+\frac{r_{t1}}{r_{t2}}\right)k\frac{t_z^2}{12}\right] \qquad \text{(I-79a)}$$

oraz wydajność teoretyczną pompy

$$Q_{gt} = \pi bn\left[r_{w1}^2 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}} r_{w2}^2 - r_{t1}(r_{t1}+r_{t2}) - \left(1+\frac{r_{t1}}{r_{t2}}\right)k\frac{t_z^2}{12}\right] \qquad \text{(I-80a)}$$

W obu tych wyrażeniach

$$k = 4 - 6\varepsilon + 3\varepsilon^2; \qquad \varepsilon = \frac{l}{t_z}$$

Jeśli przyjąć przeciętną wartość liczby przyporu występującą w pompach zębatych $\varepsilon = 1{,}19$, to $k \approx 1{,}1$, to ostatni składnik sumy w równaniach (I-79a) i (I-80a) będzie miał o ok. 10% większą wartość. Wartości uzyskiwane ze wzorów (I-79) i (I-80) będą zatem większe od wartości, jakie otrzymuje się ze wzorów (I-79a) i (I-80a). Różnice są jednak niewielkie i nie mają praktycznego znaczenia w świetle innych poczynionych założeń upraszczających przyjętych przy wyprowadzaniu wzorów.

Wzór (I-79) można przekształcać, uwzględniając znane zależności dla zazębień ewolwentowych

$$\left.\begin{aligned} &r_p = \frac{mz}{2}; \qquad r_t = r_p\frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_t}; \qquad r_{p1}+r_{p2} = a_0 \\ &r_{t1}+r_{t2} = a_r; \qquad a_r = a_0\frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_t}; \qquad \operatorname{inv}\alpha_t = \frac{2(x_1+x_2)\operatorname{tg}\alpha_0}{(z_1+z_2)} + \operatorname{inv}\alpha_0 \end{aligned}\right\} \qquad \text{(I-81)}$$

gdzie: r_p — promień koła podziałowego; a_0, a_r — zerowa i rzeczywista odległość osi kół; α_0, α_t — nominalny i toczny kąt przyporu; m — moduł nominalny zazębienia.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Otrzymuje się wówczas

$$q = \pi b\left[r_{w1}^2 + \frac{z_1}{z_2} r_{w2}^2 - r_{p1}\frac{a_r^2}{a_0} - \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right)\frac{t_z^2}{12}\right] \tag{I-82}$$

W najogólniejszym przypadku k ó ł o z ę b a c h k o r y g o w a n y c h, dla których współczynniki przesunięcia zarysu wynoszą x_1 i x_2 i o dowolnym współczynniku wysokości głowy zęba y, a więc gdy

$$r_{w1} = \left(\frac{z_1}{2} + x_1 + y_1\right)m; \quad r_{w2} = \left(\frac{z_2}{2} + x_2 + y_2\right)m; \quad t_z = \pi m\cos\alpha_0 \tag{I-83}$$

równanie (I-82) otrzymuje postać

$$q = \pi bm^2\left[\left(\frac{z_1}{2} + x_1 + y_1\right)^2 + \frac{z_1}{z_2}\left(\frac{z_2}{2} + x_2 + y_2\right)^2 - \frac{z_1}{4}(z_1 + z_2)\times\right.$$
$$\left.\times\frac{\cos^2\alpha_0}{\cos^2\alpha_t} - \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right)\frac{\pi^2\cos^2\alpha_0}{12}\right] \tag{I-84}$$

Wyprowadzone wzory są ogólnie ważne zarówno dla pomp o zazębieniu zewnętrznym, jak wewnętrznym. W przypadku zazębienia wewnętrznego należy dla wieńca uzębionego przyjmować z_2, r_{w2} oraz odległości osi a_0 i a_r ze znakiem minus. Otrzymuje się wówczas *teoretyczną wartość wydajności właściwej dla pomp o zazębieniu wewnętrznym*

$$q = \pi bm^2\left[\left(\frac{z_1}{2} + x_1 + y_1\right)^2 - \frac{z_1}{z_2}\left(x_2 + y_2 - \frac{z_2}{2}\right)^2 + \right.$$
$$\left. + \frac{z_1}{4}(z_2 - z_1)\frac{\cos^2\alpha_0}{\cos^2\alpha_t} - \left(1 - \frac{z_1}{z_2}\right)\frac{\pi^2\cos^2\alpha_0}{12}\right] \tag{I-85}$$

Przyjmując zęby normalne $y_1 = y_2 = 1$ oraz jednakową wartość współczynnika przesunięcia profilu $x_1 = x_2 = x$, otrzymuje się ze wzoru (I-84) *teoretyczną wydajność właściwą dla pomp o zazębieniu zewnętrznym*

$$q = \pi bm^2\left[\left(\frac{z_1}{2} + x + 1\right)^2 + \frac{z_1}{z_2}\left(\frac{z_2}{2} + x + 1\right)^2 - \right.$$
$$\left. - \frac{z_1}{4}(z_1 + z_2)\frac{\cos^2\alpha_0}{\cos^2\alpha_t} - \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right)\frac{\pi^2\cos^2\alpha_0}{12}\right] \tag{I-86}$$

Jeśli przyjąć, co najczęściej ma miejsce, że koła mają jednakową liczbę zębów — czyli $z_1 = z_2 = z$, to

$$q = 2\pi bm^2\left[\left(\frac{z}{2} + x + 1\right)^2 - \frac{z_2}{4}\frac{\cos^2\alpha_0}{\cos^2\alpha_t} - \frac{\pi^2\cos^2\alpha_0}{12}\right] \tag{I-87}$$

D l a k ó ł o z ę b a c h n o r m a l n y c h n i e k o r y g o w a n y c h otrzymuje się podstawiając do wzoru (I-86) $x = 0$, a więc także $\alpha_0 = \alpha_t$, *teoretyczną wartość wydajności właściwej dla pomp o zazębieniu zewnętrznym*

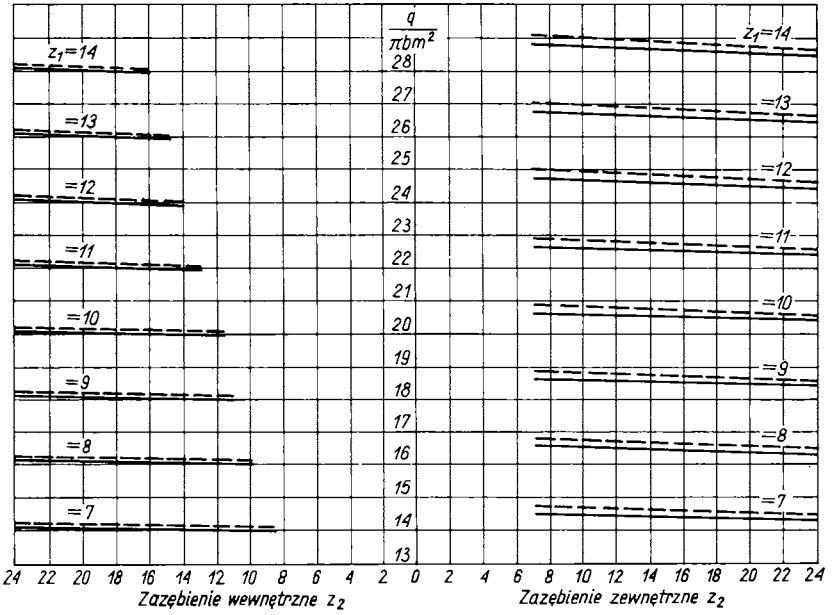
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

$$q = \pi bm^2\left[\left(\frac{z_1}{2}+1\right)^2+\frac{z_1}{z_2}\left(\frac{z_2}{2}+1\right)^2-\frac{z_1}{4}(z_1+z_2)-\left(1+\frac{z_1}{z_2}\right)\frac{\pi^2\cos^2\alpha_0}{12}\right] \tag{I-88}$$

Podstawiając w tym równaniu z_2 ze znakiem minus, otrzymuje się wydajność właściwą dla pomp o zazębieniu wewnętrznym. Równanie to można przedstawić w postaci bezwymiarowej jako

$$\frac{q}{\pi bm^2} = \left(\frac{z_1}{2}+1\right)^2 \pm \frac{z_1}{z_2}\left(1 \pm \frac{z_2}{2}\right)^2 - \frac{z_1}{4}(z_1 \pm z_2) - \left(1 \pm \frac{z_1}{z_2}\right)\frac{\pi^2\cos^2\alpha_0}{12} \tag{I-89}$$

W równaniu tym znak plus odnosi się do pomp o zazębieniu zewnętrznym, minus — do zazębienia wewnętrznego. Ilustrację graficzną równania (I-89) podano na rys. I-37 [12], na którym przedstawiono zależność $q/\pi bm^2 = f(z_2)$ dla wybranych liczb zębów z_1 koła czynnego. Z rysunku widać, że wpływ liczby zębów koła czynnego z_1 jest nieporównywalnie większy niż wpływ liczby zębów koła biernego z_2. Na rysunku przedstawiono także wpływ kąta przyporu α_0. Linie ciągłe odnoszą się do kąta $\alpha_0 = 20°$, przerywane natomiast do kąta $\alpha_0 = 30°$. Zwiększenie wydajności pomp można również uzyskać zwiększając wysokość zęba ($y > 1$) lub — w mniejszym stopniu — stosując zęby korygowane ($x > 0$) [12].



Rys. I-37. Zależność jednostkowej wydajności właściwej od liczby zębów koła biernego z_2 dla różnych wartości z_1 koła czynnego jako parametru. Linie ciągłe dla $\alpha_0 = 20°$, przerywane dla $\alpha_0 = 30°$

3.2.2.2. Współczynnik nierównomierności wydajności

Z zasady działania pomp wyporowych wynika, że ich wydajność chwilowa nie jest wartością stałą, lecz zmienia się okresowo od wartości minimalnej do

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

maksymalnej. Dla pracy układu zasilanego przez pompę pracującą w ten sposób (jako generator energii ciśnienia) jest to zjawisko niekorzystne. *Nierównomierność wydajności*, nazywana także często *pulsacją wydajności*, wywołuje w całym układzie pulsację ciśnień, a więc jest źródłem okresowo zmieniających się obciążeń i odkształceń elementów, a tym samym ich drgań. Miarą zmienności wydajności pomp jest *współczynnik nierównomierności wydajności*, zwany także *współczynnikiem pulsacji*, definiowany najczęściej jako

$$\delta = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{śr}} \tag{I-90}$$

gdzie: Q_{max}, Q_{min} oznaczają odpowiednio chwilową, maksymalną i minimalną wydajność, a $Q_{śr}$ — wydajność średnią pompy.

W pompach zębatych chwilowa wydajność jest funkcją kąta obrotu kół (rys. I-36). Podstawiając $Q_{max} = Q_{umax}$ wg (I-76), $Q_{min} = Q_{umin}$ zgodnie z (I-77) oraz $Q_{śr} = Q_{uśr} = Q_{gt}$ z (I-80), a także uwzględniając zależności (I-81) i (I-83) otrzymuje się współczynnik nierównomierności wydajności dla najogólniejszego przypadku pompy zębatej

$$\delta = \frac{\pi^2\left(1+\frac{z_1}{z_2}\right)\cos^2\alpha_0}{4\left[\left(\frac{z_1}{2}+x_1+y_1\right)^2+\frac{z_1}{z_2}\left(\frac{z_2}{2}+x_2+y_2\right)^2-\right.}$$

$$\left.-\frac{z_1}{4}(z_1+z_2)\frac{\cos^2\alpha_0}{\cos^2\alpha_t}-\left(1+\frac{z_1}{z_2}\right)\frac{\pi^2\cos^2\alpha_0}{12}\right] \tag{I-91}$$

Wzór ten jest wzorem ogólnym, a więc zachowuje ważność także dla pomp o zazębieniu wewnętrznym. Liczbę zębów z_2 wieńca uzębionego należy wówczas podstawiać ze znakiem minus. Wartość współczynnika nierównomierności wydajności, jak widać ze wzoru, zależy od liczb zębów obu kół oraz od wszystkich wielkości geometrycznych charakteryzujących zazębienie, z wyjątkiem modułu.

Z zależności (I-91) można wyznaczyć wartość współczynnika nierównomierności δ dla wszystkich przypadków szczególnych.

Dla zębów normalnych, $y_1 = y_2 = 1$, o jednakowym współczynniku przesunięcia zarysu $x_1 = x_2 = x$

$$\delta = \frac{\pi^2\left(1+\frac{z_1}{z_2}\right)\cos^2\alpha_0}{4\left[\left(\frac{z_1}{2}+x+1\right)^2+\frac{z_1}{z_2}\left(\frac{z_2}{2}+x+1\right)^2-\right.}$$

$$\left.-\frac{z_1}{4}(z_1+z_2)\frac{\cos^2\alpha_0}{\cos^2\alpha_t}-\left(1+\frac{z_1}{z_2}\right)\frac{\pi^2\cos^2\alpha_0}{12}\right] \tag{I-92}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Dla zębów nienormalnych, $y_1 = y_2 = y$ i niekorygowanych, czyli dla $x_1 = x_2 = 0$

$$\delta = \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{4\left[y^2 + 2y \frac{z_1 z_2}{z_1 + z_2} - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{12} \right]} \tag{I-93}$$

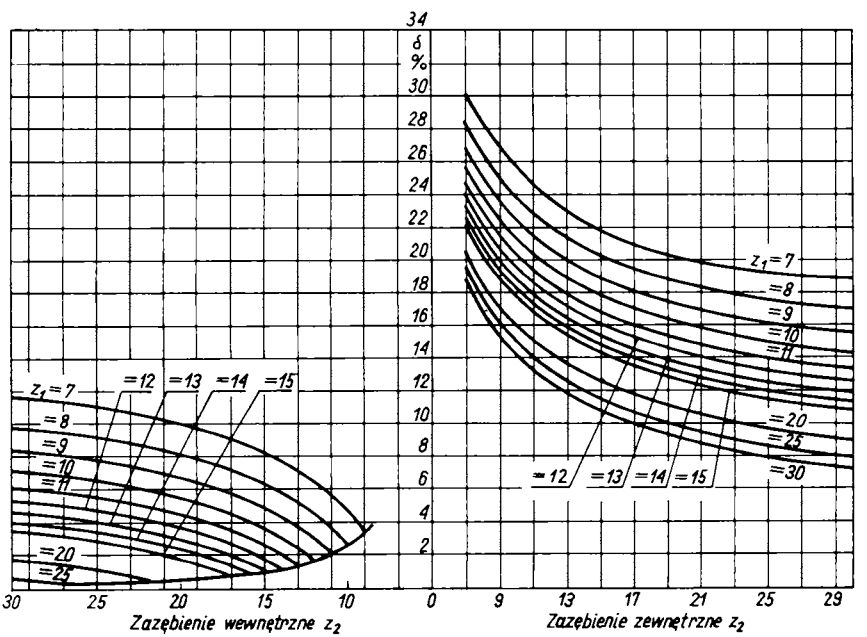
Dla zębów normalnych, $y_1 = y_2 = 1$ i niekorygowanych, $x_1 = x_2 = 0$

$$\delta = \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{4\left[1 + 2 \frac{z_1 z_2}{z_1 + z_2} - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{12} \right]} \tag{I-94}$$

Dla pomp o zazębieniu zewnętrznym o kołach z jednakową liczbą zębów, $z_1 = z_2 = z$, o zębach normalnych, $y_1 = y_2 = 1$ i niekorygowanych, $x_1 = x_2 = 0$

$$\delta = \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{4\left[1 + z - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{12} \right]} \tag{I-95}$$

Graficzną interpretację zależności współczynnika δ od liczby zębów z_2 koła biernego, dla z_1 jako parametru, wg zależności (I-94) przedstawiono na wykresie na rys. I-38. Prawa strona wykresu dotyczy kół o zazębieniu zewnętrznym,



Rys. I-38. Zależność współczynnika nierównomierności wydajności δ pomp o zazębieniu ewolwentowym od liczby zębów z_2 koła biernego, przy różnych wartościach liczby zębów z_1 koła czynnego jako parametru oraz dla $\alpha_0 = 20°$

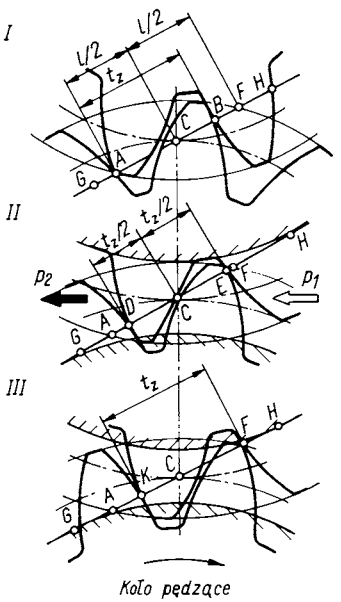
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

lewa — kół o zazębieniu wewnętrznym ($z_2 < 0$). Z wykresu widać, że dla pomp o zazębieniu wewnętrznym współczynnik δ ma znacznie mniejsze wartości niż dla pomp o zazębieniu zewnętrznym. Tym też tłumaczyć należy coraz większe zainteresowanie producentów pomp konstrukcjami o zazębieniu wewnętrznym. Z lewej części wykresu widać ponadto, że współczynnik δ maleje, jeśli maleje różnica liczb zębów kół. Najmniejszą osiągalną różnicę liczb zębów, równą jedności, mogą osiągać zazębienia o zarysie cykloidalnym (rys. I-33c), stąd też wynika wzrastające współcześnie znaczenie tych konstrukcji. Nierównomierność wydajności maleje także ze wzrostem współczynnika wysokości głowy zęba y. Podobny, lecz nieco mniejszy wpływ mają: przesunięcie zarysu zęba x oraz wzrost kąta przyporu α_0 [12].

3.2.2.3. Odciążenie przestrzeni zasklepionej

Na rys. I-39 przedstawiono trzy względne położenia dwóch sąsiednich par zębów pompy znajdujących się w przyporze. W położeniu *I*, odpowiadającemu wchodzeniu w zazębienie nowej pary zębów w punkcie *A*, jest zamknięta w przestrzeni międzyzębnej pewna objętość cieczy. Dzieje się tak dlatego, że liczba przyporu $\varepsilon > 1$. Wzdłuż odcinka przyporu $l > t_z$ we współpracy pozostają w zasadzie dwie pary zębów. Punkty styku zębów *A* i *B* odcinają szczelnie przestrzeń międzyzębną zarówno od przestrzeni tłocznej, jak i ssawnej. W miarę obrotu kół objętość tej przestrzeni stanowiącej — na skutek obwodowego luzu międzyzębnego — całość, maleje i osiąga najmniejszą wartość przy symetrycznym usytuowaniu zębów względem centrali (położenie *II*). Przy dalszym obrocie kół (położenie *III*) objętość ta, zwana *objętością zasklepioną*, wzrasta aż do chwili wyjścia z zazębienia poprzedniej pary zębów (punkt *F*).

W czasie zmniejszania się objętości przestrzeni zasklepionej zawarty w niej czynnik jest wytłaczany przez szczeliny czołowe na zewnątrz do obszaru

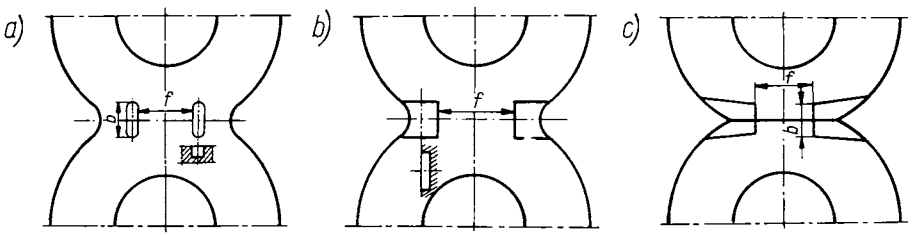


Rys. I-39
Przestrzeń zasklepiona w zazębieniu z obwodowym luzem międzyzębnym

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

ssawnego. Mimo niewielkich różnic objętości następują przy tym duże wzrosty ciśnień, w wyniku których wszystkie części konstrukcyjne pompy, a przede wszystkim łożyska, mogą doznawać znacznych przeciążeń i ulegać przedwczesnemu zużyciu. Zjawisko to, występując okresowo z częstotliwością $f = 2\pi n$ Hz, może być źródłem drgań dźwiękotwórczych, a więc powodować wzrost poziomu emitowanych przez pompę hałasów.

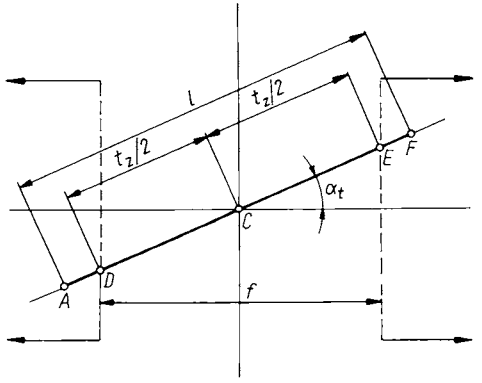
Przy przechodzeniu z położenia *II* w położenie *III*, a więc w czasie zwiększania się objętości zasklepionej, ciśnienie w niej panujące spada do wartości prężności par tłoczonego czynnika. Powstają zatem warunki sprzyjające wywiązywaniu się powietrza z oleju, a tym samym do występowania *kawitacji*, z wszystkimi jej konsekwencjami, w tym głównie wzrostem głośności pracy pompy oraz zużycia jej części.



Rys. I-40. Rowki odciążające przestrzeń zasklepioną: a) w płytce dociskowej, b) w płycie łożyskowej niedzielonej, c) w tulejach łożyskowych

W celu zapobieżenia tym zjawiskom stosuje się łączenie przestrzeni zasklepionej z przestrzeniami tłoczną i ssawną za pomocą kanałów w kołach zębatych, naciętych np. na niepracujących powierzchniach zębów lub najczęściej za pomocą tzw. *rowków odciążających*, wyfrezowanych na powierzchniach (współpracujących z kołami) bocznych płyt dociskowych lub płyt łożyskowych. Niektóre stosowane kształty rowków odciążających przedstawiono na rys. I-40.

Jeśli rowki odciążające przestrzeń zasklepioną mają dobrze spełniać swoją rolę, nie pogarszając szczelności wewnętrznej pompy, to ich rozstawienie f musi być dobrane w ten sposób, aby między nimi znajdował się zawsze tylko jeden punkt styku jednej pary współpracujących zębów. Odległość ta, mierzona wzdłuż



Rys. I-41
Rozstawienie rowków odciążających

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

linii przyporu, jest równa podziałce zasadniczej t_z (rys. I-41). Dla zazębienia ewolwentowego odległość f rowków odciążających powinna zatem wynosić

$$f = t_z \cos\alpha_t$$

Korzystając z zależności (I-81) i (I-83) otrzymuje się ostatecznie wzór na *odległość rowków odciążających* w postaci

$$f = \frac{\pi m^2 z \cos^2\alpha_0}{a_r} \tag{I-96}$$

Wymiar b obu rowków (rys. I-40) powinien być jednakowy i symetryczny względem normalnej do centrali w biegunie zazębienia C. Chodzi bowiem o to, aby pompę można było montować dla obu kierunków obrotu, a więc

$$b \geqslant \sqrt{t_z^2 - f^2} = \pi m \cos\alpha_0 \sqrt{1 - \frac{m^2 z^2 \cos^2\alpha_0}{a_r}} \tag{I-97}$$

Pozostałe wymiary nie mają specjalnego znaczenia, ponieważ natężenie przepływu czynnika przez przekrój rowka jest niewielkie.

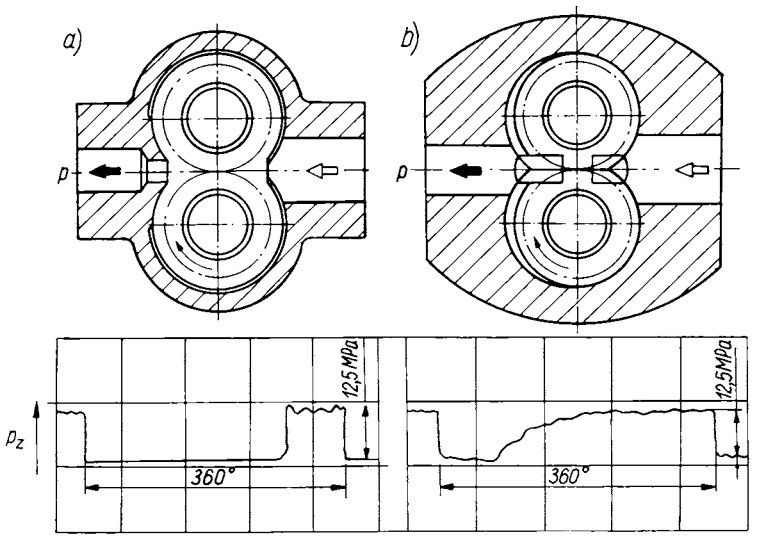
Zazębienia wewnętrzne odznaczają się znacznie korzystniejszymi warunkami współpracy ze względu na wklęsły zarys zębów wieńca uzębionego. Objętości przestrzeni zasklepionych, a więc także ich zmiany, są znacznie mniejsze. Właściwe dostosowanie kształtu i rozmieszczenia rowków odciążających zależy od typu pompy i musi być poprzedzone analizą warunków zazębienia.

3.2.2.4. Obciążenie łożysk

Łożyska pomp zębatych przejmują wszystkie obciążenia na kołach tych występujące poprzez wałek koła pędzącego (czynnego) lub oś koła pędzonego (biernego). Koła są obciążone siłą międzyzębną oraz siłą wypadkową wywołaną ciśnieniem cieczy panującym w szczelinie obwodowej pompy, utworzonej przez ścianki wewnętrznego wytoczenia kadłuba oraz kół wierzchołkowych zębatego zespołu wirnikowego. Siły pochodzące od ciśnienia są dla pomp wysokociśnieniowych zwykle większe od obciążeń wynikających ze współpracy zębów.

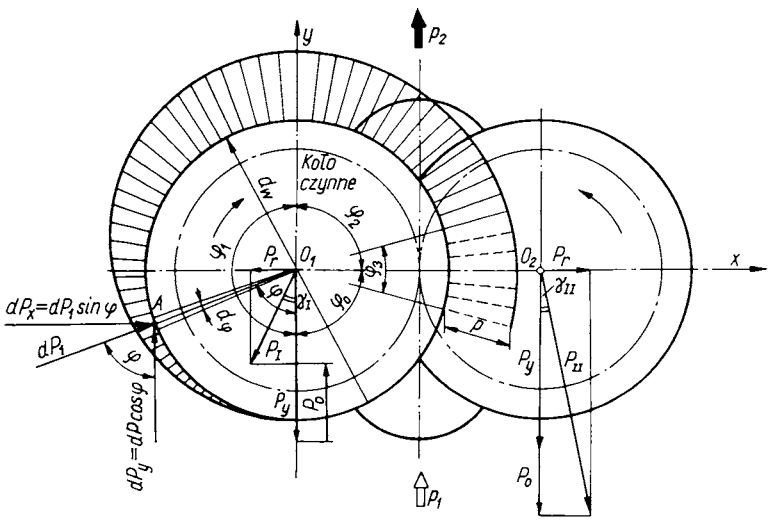
Rozkład ciśnienia na obwodzie kół zębatych może być bardzo różny i zależy głównie od wartości rozmieszczenia luzów promieniowych wzdłuż obwodu kół zębatych. Na rys. I-42 przedstawiono dwie różne konstrukcje pomp [13]. W pompie wg rys. I-42a szczelne oddzielenie przestrzeni tłocznej i ssawnej występuje po stronie tłocznej. Poniżej rysunku pompy przedstawiono oscylogram ciśnienia w jednym wrębie międzyzębnym, w czasie pełnego obrotu koła. Obciążenie ciśnieniem tłoczenia występuje, jak widać z oscylogramu, na ok. 1/4 obwodu koła, odpowiadającej kątowi środkowemu między osią pompy a promieniem do niej prostopadłym, stanowiącym granicę występowania luzu promieniowego. Obciążenie łożyska siłą od ciśnienia jest w tym przypadku niewielkie, lecz wzrasta skokowo i powtarza się z częstotliwością $f = 2zn$ Hz. Zjawisko to jest źródłem drgań dźwiękotwórczych elementów, a więc zwiększonej hałaśliwości pracy pompy.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-42. Obciążenie kół ciśnieniem w przypadku uszczelnienia na obwodzie: a) po stronie tłocznej, b) po stronie ssawnej

Na rys. I-42b przedstawiono konstrukcję, w której uszczelnienie obwodowe występuje po stronie ssawnej. Ciśnienie p_z w przestrzeni międzyzębnej, jak widać z oscylogramu, wzrasta wolno wzdłuż całej czynnej części obwodu. Obciążenie koła jest w tym przypadku większe, lecz narasta wolniej i wywołuje pewien nacisk wstępny między współpracującymi częściami. Poziom emitowanego przez pompę dźwięku jest zdecydowanie niższy o wartość dochodzącą nawet do 10 dB. Pompy te mogą uzyskiwać ciśnienia robocze do 20 MPa. Uszczelnienie po stronie ssawnej pompy jest niejako naturalne w ramach luzów łożyskowych pod wpływem działania siły wypadkowej od ciśnienia cieczy w szczelinie obwodowej.



Rys. I-43. Obciążenie łożysk przy założeniu liniowego wzrostu ciśnienia na obwodzie kół

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Na rys. I-43 przedstawiono przypadek uszczelnienia obwodowego po stronie ssawnej pompy i związany z takim założeniem rozkład ciśnień na obwodzie kół, przyjmując, że obciążenie przestrzeni zasklepionej w strefie współpracy zębów jest rozwiązane poprawnie i nie jest źródłem lokalnych wzrostów ciśnienia. Na części obwodu koła, określonym kątem środkowym — φ_0, występuje ciśnienie ssania p_1, pomijalnie małe w porównaniu z ciśnieniem tłoczenia p_2. Na połowie obwodu, w obszarze $0 \leqslant \varphi_1 \leqslant \pi$, ciśnienie wzrasta liniowo od zera do wartości ciśnienia tłoczenia $p \approx \Delta p_g = p_2 - p_1$. Kąt $\pi \leqslant \varphi_2 \leqslant 3\pi/2$ wyznacza obszar występowania stałego ciśnienia, równego ciśnieniu tłoczenia. W zakresie kąta φ_3, odpowiadającego odcinkowi przyporu zazębienia, ciśnienie zmienia się okresowo od wartości p do wartości p_1, zależnie od tego czy przestrzeń międzyzębna jest połączona z przestrzenią tłoczną, czy ssawną. Obszar ten zakreskowano na rys. I-43 linią przerywaną. W obliczeniach oddziaływania tej sfery ciśnień z reguły nie uwzględnia się.

W dowolnym punkcie A, o współrzędnej $0 \leqslant \varphi \leqslant \varphi_1 = \pi$, elementarna siła promieniowa pochodząca od ciśnienia p_A oddziałującego na element $\mathrm{d}\varphi$ jest iloczynem ciśnienia p_A, szerokości koła b oraz długości łuku $d_w \mathrm{d}\varphi/2$. Przyjmując liniowy wzrost ciśnienia od zera dla $\varphi = 0$ do p dla $\varphi = \varphi_1 = \pi/2$ otrzymuje się $p_A = p\hat{\varphi}/\pi$, więc

$$\mathrm{d}P_1 = p\frac{\hat{\varphi}}{\pi} b \frac{d_w}{2} \mathrm{d}\varphi \tag{I-98}$$

Analogicznie dla strefy stałego ciśnienia, określonej kątem $\pi \leqslant \varphi_2 \leqslant 3\pi/2$

$$\mathrm{d}P_2 = pb\frac{d_w}{2} \mathrm{d}\varphi \tag{I-98a}$$

Działającą wzdłuż osi y składową siły wypadkowej od ciśnienia cieczy w szczelinie można w najogólniejszym przypadku dowolnych wartości kątów φ_1 i φ_2 wyznaczyć jako

$$P_y = \frac{pbd_w}{2\pi} \int_{\varphi=\varphi_1=0}^{\varphi=\varphi_1} \varphi \cos\varphi \,\mathrm{d}\varphi + \frac{pbd_w}{2} \int_{\varphi=\varphi_1}^{\varphi=(\varphi_1+\varphi_2)} \cos\varphi \,\mathrm{d}\varphi \tag{I-99}$$

Po podstawieniu wartości granic dla rozkładu ciśnień wg rys. I-43, czyli $\varphi_1 = \pi$ oraz $(\varphi_1 + \varphi_2) = 3\pi/2$, otrzymuje się ostatecznie

$$P_y \approx -0{,}82 pbd_w$$

Znak minus oznacza, że rzut składowej na oś rzędnych ma zwrot przeciwny niż na rysunku. Moduł wektora P_y ma więc wartość

$$P_y = 0{,}82 pbd_w$$

Składową P_x wypadkowej siły od ciśnienia wyznacza się w podobny sposób, jako

$$P_x = \frac{pbd_w}{2\pi} \int_{\varphi=\varphi_1=0}^{\varphi=\varphi_1} \varphi \sin\varphi \,\mathrm{d}\varphi + \frac{pbd_w}{2} \int_{\varphi=\varphi_1}^{\varphi=(\varphi_1+\varphi_2)} \sin\varphi \,\mathrm{d}\varphi \tag{I-100}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Zakładając jak poprzednio $\varphi_1 = \pi$ oraz $(\varphi_1 + \varphi_2) = 3\pi/2$ otrzymuje się $P_x = 0$, co było do przewidzenia. Wypadkowa od ciśnienia działająca na koła zębate pokrywa się z osią y, w przypadku gdy $\varphi_1 = \pi$ a $\varphi_2 = 3\pi/2$. Jeśli rozkład ciśnienia jest inny, to składowa $P_x \neq 0$, a moduł i kierunek wektora wypadkowego wyznaczają obie składowe.

Obciążenia pochodzące od siły międzyzębnej można także wyrazić za pomocą składowych działających wzdłuż osi układu współrzędnych. Wzdłuż kierunku y działa siła obwodowa P_o, dająca się wyznaczyć z momentu napędowego M_g, jaki należy przyłożyć do wałka pompy. Jeśli przez d_t oznaczyć średnicę koła tocznego, to

$$P_o = \frac{2M_g}{d_t} \tag{I-101}$$

przy czym moment M_g, zgodnie z zależnościami (I-43a) i (I-60), wynosi

$$M_g = \frac{q_g \cdot \Delta p_g}{2\pi\eta_{hmg}} \tag{I-102}$$

Teoretyczną wartość wydajności właściwej q_g, zależną od konstrukcji pompy oraz przyjętego zazębienia, otrzymuje się ze wzorów (I-86), (I-87), (I-88).

Składową promieniową, działającą na koła wzdłuż osi O_1O_2, wyznacza się ze znanej w teorii kół zębatych zależności

$$P_r = P_o \operatorname{tg}\alpha_t \tag{I-103}$$

gdzie α_t — toczny kąt przyporu.

Całkowite obciążenie łożysk, uwzględniając wzajemne oddziaływanie kół, wynosi w przypadku przyjętego rozkładu ciśnień:

— dla koła czynnego

$$P_I = \sqrt{(P_y - P_o)^2 + P_r^2}$$

— dla koła biernego

$$P_{II} = \sqrt{(P_y + P_o)^2 + P_r^2} \tag{I-104}$$

Koło bierne jest więc bardziej obciążone od koła czynnego. Dla pomp o równej liczbie zębów obu kół, co się najczęściej stosuje, o wymiarach łożysk zwykle również jednakowych dla obu kół decydują obciążenia występujące na kole biernym.

Kierunki działania obciążeń, a więc i reakcji łożysk, określają kąty

$$\gamma_I = \arcsin\left(\frac{P_r}{P_I}\right) \quad \text{oraz} \quad \gamma_{II} = \arcsin\left(\frac{P_r}{P_{II}}\right) \tag{I-105}$$

3.2.2.5. Kompensacja luzów

Wydajność rzeczywistą pomp wyporowych, zgodnie z równaniem (I-49), uzyskuje się jako różnicę wydajności teoretycznej i strat szczelinowych. W pompach zębatych występują trzy typy szczelin, będące źródłem strat objętościowych: szczelina obwodowa, szczeliny czołowe i międzyzębna.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Szczelinę obwodową tworzą powierzchnie wytoczenia kadłuba i walca o promieniu koła głów uzębionych elementów wyporowych (rys. I-42). Grubość jej wyznacza luz promieniowy, z jakim koła zębate są osadzone w wytoczeniu kadłuba. Luz ten nie ma na ogół jednakowej wartości na całym obwodzie. Wypadkowe obciążenie koła przemieszcza je bowiem w ramach luzów łożyskowych zwykle w stronę przestrzeni ssawnej. Przeciętne wartości luzu promieniowego, jakie zakłada się w pompach zębatych, wynoszą $0{,}02 \div 0{,}09$ mm. Większe wartości przyjmuje się w pompach o większej wydajności. Szczelina obwodowa jest typową szczeliną o jednej ściance stałej (wytoczenie kadłuba) i drugiej ruchomej, poruszającej się w kierunku przeciwnym do kierunku spadku ciśnienia. Ruch obrotowy koła powoduje unoszenie cieczy z przestrzeni ssawnej do tłocznej, zmniejszając przecieki wywołane różnicą ciśnień na końcach szczeliny.

Drugim miejscem przecieków wewnętrznych w pompie są *szczeliny czołowe*. Ich grubość wynika z luzu osiowego, różnicy szerokości płyty okularowej (w pompie o konstrukcji trójpłytowej) i kół zębatych. Minimalna wartość luzu jest uwarunkowana:

— możliwością dokładnego wykonania elementów zespołu wirnikowego i pokryw w stosunku do osi kół, wichrowatością i niewspółosiowością powierzchni płyty okularowej i pokryw,

— koniecznością utrzymania na powierzchniach czołowych kół niezbędnej grubości filmu smarującego w celu zapewnienia tarcia płynnego,

— różnicą wartości współczynników rozszerzalności materiału kół zębatych i płyty okularowej, na skutek czego różnie zmieniają się wymiary przy wzroście temperatury, (dochodzącej nawet do 100°C).

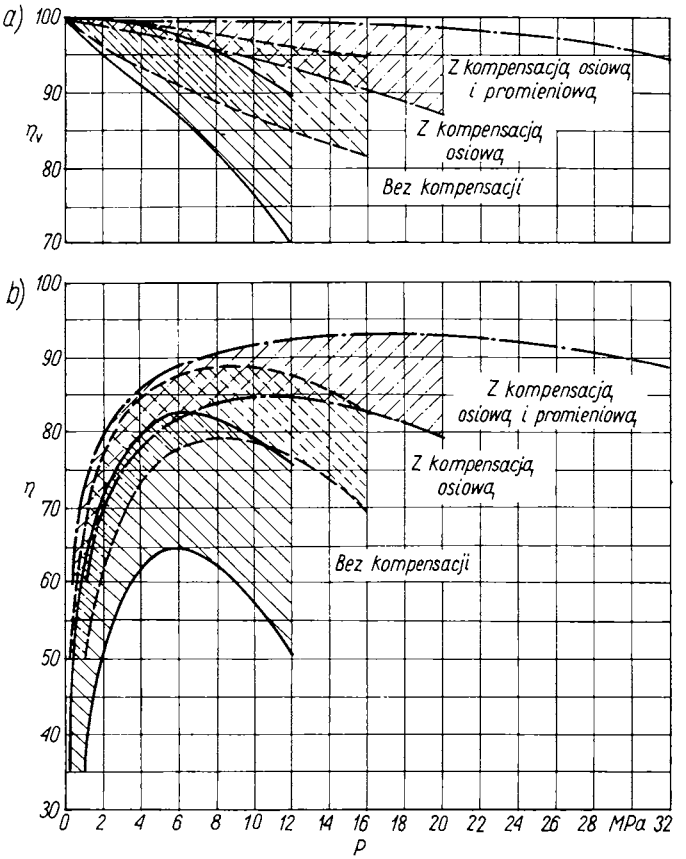
Zależnie od wydajności właściwej pompy wartość minimalnego luzu osiowego nie może być mniejsza niż $0{,}02 \div 0{,}06$ mm. Przy mniejszych luzach istnieje niebezpieczeństwo zatarcia się pompy.

Szczeliny czołowe mają kształt pierścienia ograniczonego średnicą koła stóp i wałka, na którym jest osadzone koło zębate. Większość przecieków o dośrodkowym kierunku przepływu przechodzi przez łożyska zapewniając ich smarowanie oraz chłodzenie. Po przejściu przez łożyska przecieki są odprowadzane do komory ssawnej specjalnie wykonanymi otworami (rys. I-45), część przecieków przez szczelinę czołową dostaje się bezpośrednio do komory ssawnej.

Teoretycznie koła zębate zapewniają szczelne oddzielenie przestrzeni tłocznej i ssawnej wzdłuż linii styku współpracujących zębów. W rzeczywistości, mimo precyzyjnej obróbki, na skutek tolerancji wykonania uzębień, chropowatości ich powierzchni oraz błędów kształtu zarysu i kierunku linii zęba, tworzy się *szczelina międzyzębna*, przez którą również może występować przeciek bezpośredni z przestrzeni tłocznej do ssawnej.

Poprawę sprawności pomp zębatych oraz niezmienność ich wartości podczas eksploatacji można osiągnąć minimalizując luzy, a także kompensując ich zwiększanie się na skutek zużycia współpracujących części. Dotyczy to przede wszystkim luzów osiowych, a ostatnio także i luzów promieniowych. Można to zrealizować, stosując dociskane siłą ciśnienia tłoczenia nieruchome ścianki

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



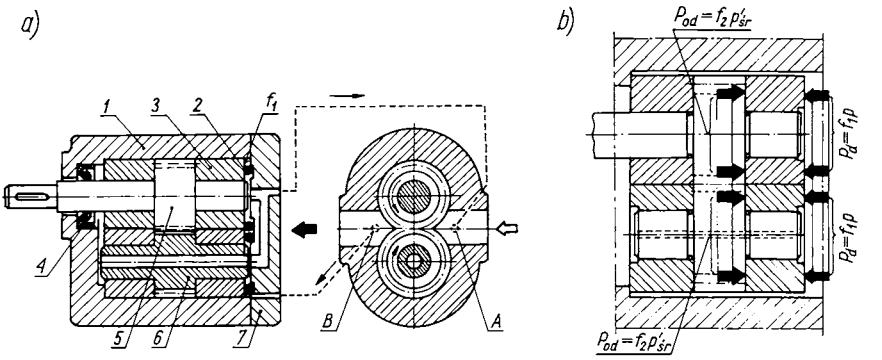
Rys. I-44. Porównanie sprawności pomp: a) objętościowych, b) całkowitych

tworzące szczelinę do współpracujących z nimi powierzchni zespołu wirnikowego. Zabiegi te noszą nazwę *kompensacji luzów osiowych* lub *promieniowych*. Znaczenie kompensacji wyjaśniono na rys. I-44, na którym dokonano zestawienia przeciętnych wartości uzyskiwanych sprawności objętościowych (rys. I-44a) i całkowitych (rys. I-44b) przez wszystkie trzy produkowane typy pomp zębatych, bez kompensacji, z kompensacją luzów osiowych oraz z kompensacją luzów zarówno osiowych, jak i promieniowych.

Kompensacja luzów osiowych

Zasadę działania kompensacji luzów osiowych w pompach zębatych przedstawiono schematycznie na rys. I-45. Para kół zębatych *5* i *6* o jednakowej liczbie zębów, jest osadzona w łożyskach *3*, o ograniczonej możliwości przesuwu osiowego w kadłubie *1*. W pokrywie zamykającej kadłub znajdują się uszczelki o przekroju kołowym, wyznaczające zarówno wielkość, jak i kształt pola powierzchni f_1, na którą oddziałuje ciśnienie tłoczenia cieczy doprowadzonej odpowiednim kanałem *B* z wylotu tłocznego pompy. Przecieki szczelinowe, wykorzystane do smarowania łożysk, są odprowadzane najczęściej kanałem zbiorczym przez otwór *A* z powrotem do przestrzeni ssawnej.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-45. Zasada działania kompensacji luzów osiowych pompy zębatej: a) schemat pompy, b) rozkład sił; *1* — kadłub, *2* — pierścień uszczelniający, *3* — łożysko, *4* — pierścień uszczelniający wałka, *5*, *6* — koła zębate, *7* — pokrywa

Na powierzchnię zewnętrzną łożyska działa siła dociskająca je do płaszczyzny czołowej koła równa

$$P_d = f_1 p \tag{I-106}$$

W szczelinie między kołem a łożyskiem występuje określony rozkład ciśnień na obwodzie (rys. I-42), w wyniku którego łożyska są odpychane (rys. I-45b) *siłą odpychającą*

$$P_{od} = f_2 p_{śr} \tag{I-107}$$

gdzie f_2 — powierzchnia, na której działa uśrednione ciśnienie $p_{śr}$.

Podczas rozruchu pompy łożyska są dociskane wstępnie siłą sprężystości P_s pierścienia uszczelniającego lub specjalnej sprężyny. Luzy osiowe będą więc właściwie kompensowane, jeśli będzie spełniony warunek

$$P_d + P_s \geqslant P_{od} \tag{I-108}$$

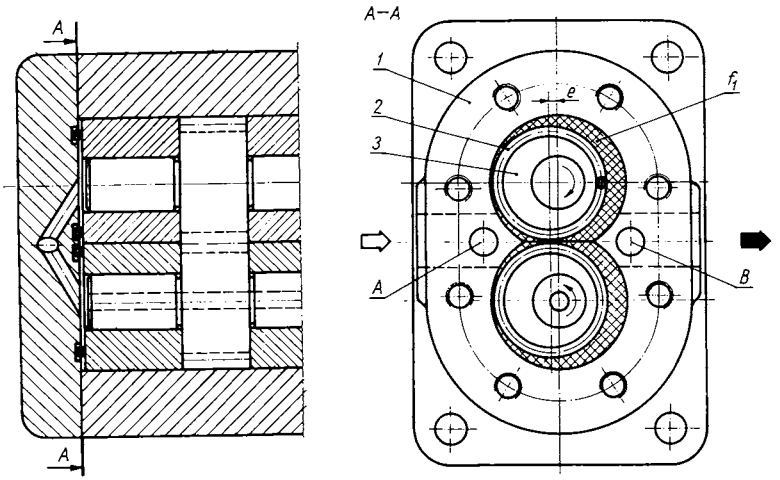
Lewa strona tej nierówności nie może jednak przyjmować wartości dowolnie dużych. Ograniczenie jest podyktowane z jednej strony własnościami ciernymi materiałów, z których są wykonane łożyska i koła zębate, z drugiej zaś — sprawnością mechaniczną. Ze wzrostem siły dociskającej zwiększa się szczelność pompy, a więc i sprawność objętościowa η_v, maleje jednak sprawność hydrauliczno-mechaniczna η_{hm}. Docisk, zależny od powierzchni f_1, należy dobierać w ten sposób, aby sprawność całkowita będąca ich iloczynem była jak największa.

Drugim warunkiem, który powinien być spełniony, jeśli kompensacja luzów osiowych ma być dobrze rozwiązana, jest działanie sił dociskającej i odpychającej wzdłuż jednej prostej. W przeciwnym przypadku powstanie moment sił powodujący — w granicach istniejących luzów — ukosowanie łożysk, a zatem wzrost grubości szczelin.

Hydrauliczna kompensacja luzów osiowych w pompach zębatych sprowadza się do:

— doprowadzenia cieczy roboczej pod ciśnieniem tłoczenia na powierzchnię zewnętrzną elementów łożyskowania, po jednej lub po obu stronach zespołu wirnikowego;

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

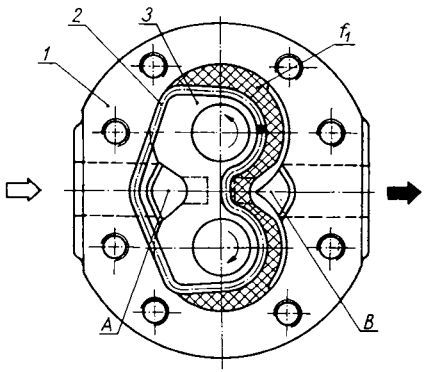


Rys. I-46. Kompensacja luzów osiowych pomp krajowych typu PZ; *1* — kadłub, *2* — pierścień uszczelniający, *3* — płyta łożyskowa

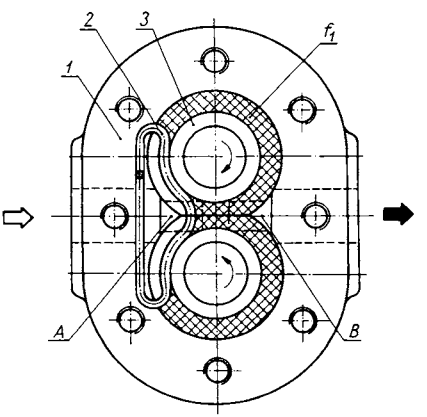
— ograniczenia elementami uszczelniającymi określonej pod względem kształtu i wymiarów powierzchni f_1 łożysk, na którą będzie działać doprowadzone ciśnienie tak, aby siły P_d i P_{od} były równe;

— takiego usytuowania powierzchni f_1 na powierzchni łożyska, aby kierunki działania sił P_d i P_{od} leżały na jednej prostej.

Zasady te są ogólnie obowiązujące dla wszystkich pomp z kompensacją luzów osiowych. Różnice w rozwiązaniach, często chronionych patentami, poszczególnych firm produkujących pompy tego typu polegają głównie na różnym ukształtowaniu i sposobie ograniczenia powierzchni kompensacji f_1. Na rys. I-46 przedstawiono kompensację luzów osiowych stosowaną w krajowych pompach zębatych typu PZ. Powierzchnia f_1 jest wyznaczona wymiarami zewnętrznymi łożysk *3* i gumowymi pierścieniami uszczelniającymi *2*. Przekrój i kształt pierścienia jest kołowy. Przesunięcie wypadkowej siły dociskającej



Rys. I-47. Kompensacja osiowa w pompach firmy PLESSEY (Wielka Brytania). Oznaczenia jak na rys. I-46

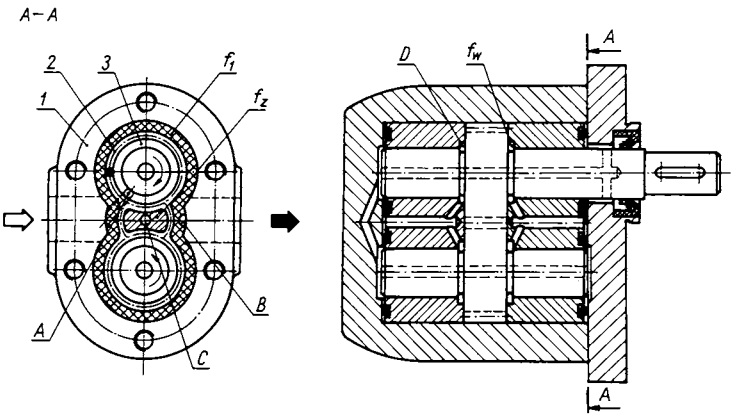


Rys. I-48. Kompensacja osiowa w pompach firmy DOWTY (Wielka Brytania). Oznaczenia jak na rys. I-46

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

względem osi kół zębatych uzyskano mimośrodowością e usytuowania pierścieni uszczelniających. Ciecz pod ciśnieniem tłoczenia jest doprowadzana na powierzchnię f_1 z wylotu tłocznego otworem B, a przecieki wracają do przestrzeni ssawnej otworem A. Pierścienie 2, ograniczające powierzchnię f_1 i osadzone w odpowiednio zwymiarowanych rowkach, spełniają rolę elementów sprężystych zapewniających docisk wstępny łożyska do powierzchni czołowej koła.

Kompensacja luzów w pompach przedstawionych na rys. I-47 i I-48 tym tylko różni się od rozwiązania poprzedniego, że powierzchnia kompensacji f_1 jest ograniczona za pomocą jednego wspólnego pierścienia uszczelniającego 2, ułożonego w rowku o specjalnym kształcie. Pompa wg rys. I-47 ma niedzieloną płytę, w której są łożyskowane oba koła.

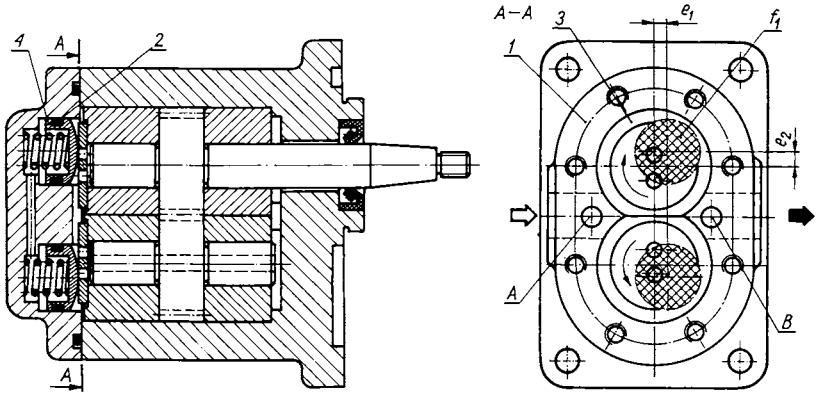


Rys. I-49. Kompensacja osiowa wg patentu firmy BOSCH (RFN). Oznaczenia jak na rys. I-46

Kompensację osiową wg patentu firmy BOSCH przedstawiono na rys. I-49. Rozwiązanie to różni się od poprzednich tym, że wprowadzono tutaj dwie oddzielne powierzchnie kompensacji f_1 i f_z. Na powierzchnię f_1 ograniczoną od zewnątrz obrysem łożysk, a od wewnątrz specjalnego kształtu uszczelką 2, działa ciśnienie tłoczenia cieczy doprowadzonej kanałem B. Na powierzchni f_z ograniczonej tylko środkową częścią uszczelki kształtowej 2 występuje ciśnienie cieczy doprowadzonej kanałem C z komory pierścieniowej D o powierzchni f_w. Wartość tego ciśnienia jest wyznaczona oporami przepływu przez łożyska. Rozwiązanie to zapewnia dobre smarowanie łożysk, a ponadto zmienia rozkład ciśnienia w szczelinach między kołami a płytą łożyskową, od czego zależy wartość i punkt przyłożenia wypadkowej siły odpychającej. Przesunięcie osi symetrii powierzchni f_z względem osi symetrii pompy stosuje się w celu pokrywania się linii działania sił P_d i P_{od}. Wstępny docisk łożysk do powierzchni czołowych kół zapewniają, jak poprzednio, uszczelki gumowe 2.

Inne rozwiązanie kompensacji luzów osiowych pokazano na rys. I-50. Łożysko 3 jest dociskane do powierzchni czołowej koła tłoczkiem 4, na który działa ciśnienie tłoczenia doprowadzone kanałem B z przestrzeni tłocznej pompy. Wartość siły docisku zależy od pola powierzchni f_1 przekroju poprzecznego tłoczka. Zgodność linii działania sił odpychającej i dociskającej uzyskuje się w tym rozwiązaniu za pomocą przesunięcia osi tłoczka względem

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-50. Kompensacja osiowa za pomocą tłoczków; *1* — kadłub, *2* — pierścień uszczelniający, *3* łożysko, *4* tłoczek

obu osi symetrii kół (e_1 i e_2). Wstępny docisk łożysk podczas rozruchu zapewniają sprężyny śrubowe.

Przykład obliczenia kompensacji luzów osiowych

Na rys. I-51 przedstawiono ogólny przypadek rozkładu ciśnienia na powierzchniach kół zębatych, obwodowej i czołowej. W obszarze 1, na części obwodu określonej kątem środkowym Ψ, występuje stałe ciśnienie równe ciśnieniu tłoczenia p. W obszarze *2*, na części obwodu wyznaczonej kątem φ_0, ciśnienie wzrasta od ciśnienia ssania przyjmowanego jako 0, do wartości p. Rozkład ciśnienia na powierzchniach czołowych dla obu obszarów jest oznaczony na przekrojach *A-A* i *B-B*.

Siła wywołana ciśnieniem cieczy w obszarze *1*, na powierzchni ograniczonej promieniami koła wierzchołkowego r_w i koła stóp r_s, wynosi

$$P_1 = p(r_w - r_s)\frac{r_w + r_s}{2}\Psi = \frac{p\Psi}{2}(r_w^2 - r_s^2) \tag{I-109}$$

Na powierzchni ograniczonej promieniami koła stóp r_s i zarysu wewnętrznego łożyska r_2 będzie działać elementarna siła $dP_2 = p_\varrho dF$, przy czym ciśnienie $p_\varrho = p\dfrac{\varrho - r_2}{r_s - r_2}$, a $dF = \varrho\Psi d\varrho$.

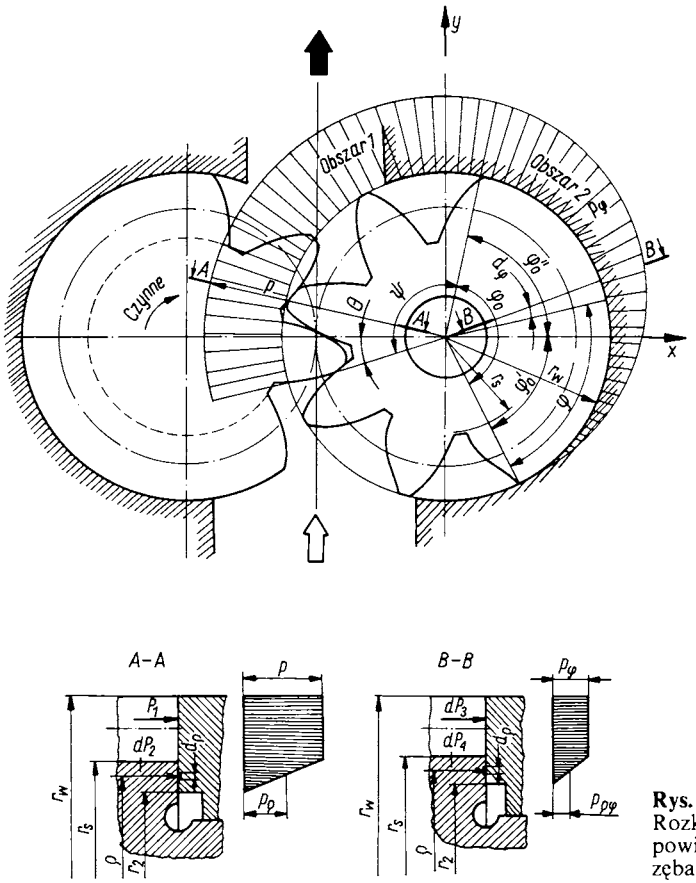
Całkując ją w granicach od r_2 do r_s otrzymuje się

$$P_2 = \frac{p\Psi}{r_s - r_2}\int_{r_2}^{r_s} \varrho(\varrho - r_2)d\varrho = \frac{p\Psi}{6}(2r_s^2 - r_s r_2 - r_2^2) \tag{I-110}$$

W obszarze *2* na powierzchni wycinka pierścienia o promieniach r_w i r_s i kącie środkowym φ_0 ciśnienie dla dowolnego kąta φ wynosi więc $p_\varphi = p\varphi/\varphi_0$ i działa na element powierzchni $dF = (r_w - r_s)(r_w + r_s)d\varphi/2$. Elementarna siła odpychająca wynosi więc $dP_3 = p_\varphi dF$. Całkowite oddziaływanie szczeliny na wysokości zębów w obszarze *2* wyznacza się jako

$$P_3 = \frac{p(r_w^2 - r_s^2)}{2\varphi_0}\int_0^{\varphi_0} \varphi d\varphi = \frac{p\varphi_0}{4}(r_w^2 - r_s^2) \tag{I-111}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-51
Rozkład ciśnień na powierzchniach kół zębatych [14]

Na powierzchni ograniczonej promieniami r_s i r_2 oraz kątem φ_0, w obszarze *2*, ciśnienie zmienia się razem ze zmianą promienia i kąta i wynosi

$$p_{\varrho\varphi} = \frac{p}{\varphi_0} \frac{\varrho - r_2}{r_s - r_2} \varphi$$

Elementarna powierzchnia, na którą działa to ciśnienie, wynosi $dF = \varrho \, d\varphi \, d\varrho$. Elementarna siła $dP_4 = p_{\varrho\varphi} dF$, a całkowite odpychanie łożyska na wycinku pierścienia, ograniczonego promieniami r_s i r_w oraz kątem φ_0, można obliczyć jako

$$P_4 = \frac{p}{\varphi_0 (r_s - r_2)} \int_{r_2}^{r_s} \int_0^{\varphi_2} (\varrho - r_2) \varrho \varphi \, d\varrho \, d\varphi = \frac{p \varphi_0}{12} (2r_s^2 - r_s r_2 - r_2^2) \qquad \text{(I-112)}$$

Z porównania wzorów (I-109) i (I-111) oraz (I-110) i (I-112) wynika wniosek, którego należało oczekiwać, że siły różnią się kątem oraz tym, że wartości dla obszaru *2* są dwukrotnie mniejsze.

Całkowita siła odpychająca łożysko będzie sumą sił P_1, P_2, P_3 i P_4. Porównując ją z siłą dociskającą określoną równaniem (I-106) otrzymuje się wymagane *pole powierzchni kompensacji* f_1

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

$$f_1 = \frac{\sum_1^4 P_i}{p} = \frac{\left(\Psi + \frac{\varphi_0}{2}\right)}{6}[3r_w^2 - (r_s^2 + r_s r_2 + r_2^2)] \qquad \text{(I-113)}$$

Przyjmując, jak poprzednio przy obliczaniu obciążeń łożysk, dla obszaru *1* wartość kąta $\Psi = \pi/2$ oraz dla obszaru *2* wartość kąta $\varphi = \pi$, otrzymuje się

$$f_1 = \frac{\pi}{6}[3r_w^2 - (r_s^2 + r_s r_2 + r_2^2)] \qquad \text{(I-113a)}$$

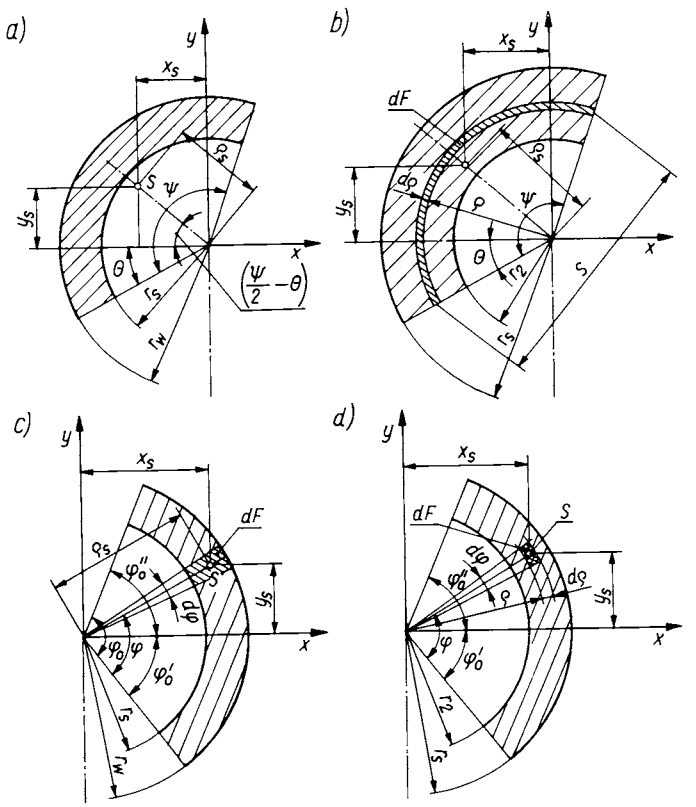
W celu wyznaczenia współrzędnych środka ciężkości powierzchni kompensacji, obliczonej wg wzoru (I-113), należy wyznaczyć współrzędne środków ciężkości wszystkich powierzchni, na które działają siły wypadkowe P_1, P_2, P_3 i P_4.

Dla wycinka pierścienia ograniczonego promieniami r_w i r_s oraz kątem Ψ (rys. I-52a) odległość środka ciężkości od osi koła wynosi

$$\varrho_s = \frac{2(r_w^3 - r_s^3)\sin\Psi}{3(r_w^2 - r_s^2)\Psi}$$

a jego współrzędne

$$x_s = -\frac{2(r_w^3 - r_s^3)\sin\Psi}{3(r_w^2 - r_s^2)\Psi}\cos\left(\frac{\Psi}{2} - \theta\right)$$



Rys. I-52
Wyznaczenie współrzędnych punktów zaczepienia sił wypadkowych P_1, P_2, P_3, P_4 naporu cieczy

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

$$y_s = \frac{2(r_w^3 - r_s^3)\sin\Psi}{3(r_w^2 - r_s^2)\Psi}\sin\left(\frac{\Psi}{2} - \theta\right)$$

Momenty wypadkowej siły P_1, opisanej równaniem (I-109), wywołanej ciśnieniem działającym na ten wycinek względem osi układu współrzędnych wynoszą odpowiednio

$$M_{1x} = P_1 y_s = \frac{p}{3}(r_w^3 - r_s^3)\sin\Psi\sin\left(\frac{\Psi}{2} - \theta\right) \tag{I-114a}$$

$$M_{1y} = P_1 x_s = -\frac{p}{3}(r_w^3 - r_s^3)\sin\Psi\cos\left(\frac{\Psi}{2} - \theta\right) \tag{I-114b}$$

Momenty siły, występującej w obszarze ograniczonym promieniami r_s i r_2 oraz kątem Ψ, oblicza się stosując siłę elementarną dP_2, wyznaczoną przy wyprowadzaniu zależności (I-110) i równą

$$dP_2 = \frac{p\Psi}{r_s - r_2}\varrho(\varrho - r_2)d\varrho$$

Odległość środka ciężkości S powierzchni dF od osi koła (rys. I-52b) wyznacza się jako

$$\varrho_s = \frac{2\varrho}{\Psi}\sin\frac{\Psi}{2}$$

a jego współrzędne

$$x_s = -\frac{2\varrho}{\Psi}\sin\frac{\Psi}{2}\cos\left(\frac{\Psi}{2} - \theta\right)$$

$$y_s = \frac{2\varrho}{\Psi}\sin\frac{\Psi}{2}\sin\left(\frac{\Psi}{2} - \theta\right)$$

Moment siły naporu na całą powierzchnię (wg rys. I-51b) względem osi x wynosi

$$M_{2x} = \int_{r_2}^{r_s} dM_{2x} = \int_{r_2}^{r_s} dP_2 y_s = \frac{2p}{r_s - r_2}\sin\frac{\Psi}{2}\sin\left(\frac{\Psi}{2} - \theta\right)\int_{r_2}^{r_s}(\varrho^3 - \varrho^2 r_2)d\varrho$$

skąd ostatecznie

$$M_{2x} = \frac{p}{6}\sin\frac{\Psi}{2}\sin\left(\frac{\Psi}{2} - \theta\right)[3r_s^3 - (r_2^3 + r_2^2 r_s + r_2 r_s^2)] \tag{I-115a}$$

oraz względem osi y

$$M_{2y} = \int_{r_2}^{r_s} dM_{2y} = \int_{r_2}^{r_s} dP_2 y_s = -\frac{2p}{r_s - r_2}\sin\frac{\Psi}{2}\cos\left(\frac{\Psi}{2} - \theta\right)\int_{r_2}^{r_s}(\varrho^3 - \varrho^2 r_2)d\varrho$$

i ostatecznie

$$M_{2y} = -\frac{p}{6}\sin\frac{\Psi}{2}\cos\left(\frac{\Psi}{2} - \theta\right)[3r_s^3 - (r_2^3 + r_2^2 r_s + r_2 r_s^2)] \tag{I-115b}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Dla powierzchni ograniczonej promieniami r_w i r_s oraz kątem φ_0 (rys. I-52c) siłę elementarną, działającą na powierzchni dF, wyznaczono wyprowadzając zależność (I-111)

$$dP_3 = \frac{p(r_w^2 - r_s^2)}{2\varphi_0}\varphi d\varphi$$

Odległość środka ciężkości ϱ_s powierzchni dF od środka koła, przyjmując że wartość stosunku $\sin\varphi/\varphi$ dla małych kątów φ jest bliska 1, jest określona wzorem

$$\varrho_s = \frac{2(r_w^3 - r_s^3)}{3(r_w^2 - r_s^2)}$$

a jego współrzędne

$$x_s = \varrho_s \cos(\varphi - \varphi_0') = \frac{2(r_w^3 - r_s^3)}{3(r_w^2 - r_s^2)}\cos(\varphi - \varphi_0')$$

$$y_s = \varrho_s \sin(\varphi - \varphi_0') = \frac{2(r_w^3 - r_s^3)}{3(r_2^2 - r_s^2)}\sin(\varphi - \varphi_0')$$

Moment siły pochodzącej od ciśnienia działającego na całą powierzchnię (rys. I-52c) względem osi x wynosi

$$M_{3x} = \int_0^{\varphi_0} dM_{3x} = \int_0^{\varphi_0} dP_3 y_s = \frac{p(r_w^2 - r_s^2)}{3\varphi_0}\int_0^{\varphi_0} \varphi \sin(\varphi - \varphi_0')d\varphi$$

a po scałkowaniu i podstawieniu granic

$$M_{3x} = \frac{p}{3\varphi_0}(r_w^2 - r_s^2)(\sin\varphi_0' + \sin\varphi_0'' - \varphi_0\cos\varphi_0'') \qquad \text{(I-116a)}$$

Analogicznie wyznacza się moment względem osi y

$$M_{3y} = \int_0^{\varphi_0} dM_{3y} = \int_0^{\varphi_0} dP_3 x_s = \frac{p(r_w^2 - r_s^2)}{3\varphi_0}\int_0^{\varphi_0} \varphi \cos(\varphi - \varphi_0')d\varphi$$

i ostatecznie

$$M_{3y} = \frac{p}{3\varphi_0}(r_w^3 - r_s^3)(\varphi_0 \sin\varphi_0'' + \cos\varphi_0'' - \cos\varphi_0') \qquad \text{(I-116b)}$$

W obszarze ograniczonym promieniami r_s *i* r_2 oraz kątem φ_0 siła elementarna, wynikająca z działania ciśnienia na powierzchnię dF, obliczona przy wyprowadzaniu zależności (I-112) wynosi

$$dP_4 = \frac{p}{\varphi_0(r_s - r_2)}\varrho(\varrho - r_2)\varphi d\varrho d\varphi$$

Odległość środka ciężkości elementarnej powierzchni dF od osi koła wynosi ϱ, a jego współrzędne

$$x_s = \varrho\cos(\varphi - \varphi_0') \quad \text{oraz} \quad y_s = \varrho\sin(\varphi - \varphi_0')$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Moment siły pochodzącej od ciśnienia na całą powierzchnię (rys. I-52d) względem osi x wynosi

$$M_{4x} = \int_{r_2}^{r_s}\int_{0}^{\varphi_0} \mathrm{d}M_{4x} = \int_{r_2}^{r_s}\int_{0}^{\varphi_0} \mathrm{d}P_4 y_s =$$

$$= \frac{p}{\varphi_0(r_s - r_2)} \int_{r_2}^{r_s}\int_{0}^{\varphi_0} \varrho^2(\varrho - r_2)\varphi \sin(\varphi - \varphi_0')\,\mathrm{d}\varrho\,\mathrm{d}\varphi$$

skąd po scałkowaniu i podstawieniu granic

$$M_{4x} = \frac{p}{12\varphi_0}[3r_s^3 - (r_2^3 + r_2^2 r_s + r_2 r_s^2)](\sin\varphi_0' + \sin\varphi_0'' - \varphi_0\cos\varphi_0'') \qquad \text{(I-117a)}$$

oraz względem osi y

$$M_{4y} = \int_{r_2}^{r_s}\int_{0}^{\varphi_0} \mathrm{d}M_{4y} = \int_{r_2}^{r_s}\int_{0}^{\varphi_0} \mathrm{d}P_4 x_s =$$

$$= \frac{p}{\varphi_0(r_s - r_2)} \int_{r_2}^{r_s}\int_{0}^{\varphi_0} \varrho^2(\varrho - r_2)\varphi \cos(\varphi - \varphi_0'')\,\mathrm{d}\varrho\,\mathrm{d}\varphi$$

skąd ostatecznie

$$M_{4y} = \frac{p}{12\varphi_0}[3r_s^3 - (r_2^3 + r_2^2 r_s + r_2 r_s^2)](\varphi_0 \sin\varphi_0'' + \cos\varphi_0'' - \cos\varphi_0') \qquad \text{(I-117b)}$$

Całkowity moment względem osi x otrzymuje się, sumując wielkości określone wzorami od (I-114) do (I-117) z indeksem a

$$M_x = \frac{p}{12\varphi_0}\left\{4(r_w^3 - r_s^3)\left[\varphi_0 \sin\Psi \sin\left(\frac{\Psi}{2} - \theta\right) + \right.\right.$$

$$\left. + (\sin\varphi_0' + \sin\varphi_0'' - \varphi_0\cos\varphi_0'')\right] + [3r_s^3 - (r_2^3 + r_2^2 r_s + r_2 r_s^2)] \times$$

$$\left.\times\left[2\varphi_0 \sin\frac{\Psi}{2}\sin\left(\frac{\Psi}{2} - \theta\right) + (\sin\varphi_0' + \sin\varphi_0'' - \varphi_0\cos\varphi_0'')\right]\right\} \qquad \text{(I-118a)}$$

Podobnie sumując wielkości określone wzorami od (I-114) do (I-117) z indeksem b, wyznacza się całkowity moment względem osi y

$$M_y = \frac{p}{12\varphi_0}\left\{-4(r_w^3 - r_s^3)\left[\varphi_0 \sin\Psi \cos\left(\frac{\Psi}{2} - \theta\right) - \right.\right.$$

$$\left. - (\varphi_0 \sin\varphi_0'' + \cos\varphi_0'' - \cos\varphi_0')\right] - [3r_s^3 - (r_2^3 + r_2^2 r_s + r_2 r_s^2)] \times$$

$$\left.\times\left[2\varphi_0 \sin\frac{\Psi}{2}\cos\left(\frac{\Psi}{2} - \theta\right) - (\varphi_0 \sin\varphi_0'' + \cos\varphi_0'' - \cos\varphi_0')\right]\right\} \qquad \text{(I-118b)}$$

Współrzędne punktu zaczepienia wypadkowej sił odpychających wyznacza się, dzieląc wyrażenia (I-118) przez siłę wypadkową obliczoną z równania (I-113).

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Przesunięcie y_0 względem osi x będzie zatem wynosić

$$y_0 = \frac{M_z}{pf_1} = \frac{1}{2\varphi_0\left(\Psi + \frac{\varphi_0}{2}\right)[3r_w^2 - (r_s^2 + r_s r_2 + r_2^2)]} \times$$

$$\times \left\{4(r_w^3 - r_s^3)\left[\varphi_0 \sin\Psi \sin\left(\frac{\Psi}{2} - \theta\right) + (\sin\varphi_0' + \sin\varphi_0'' - \varphi_0\cos\varphi_0'')\right] + \right.$$

$$+ [3r_s^3 - (r_2^3 + r_2^2 r_s + r_2 r_s^2)]\left[2\varphi_0 \sin\frac{\Psi}{2}\sin\left(\frac{\Psi}{2} - \theta\right) + \right.$$

$$\left.\left. + (\sin\varphi_0' + \sin\varphi_0'' - \varphi_0\cos\varphi_0'')\right]\right\} \qquad \text{(I-119a)}$$

natomiast x_0 względem osi y

$$x_0 = \frac{M_y}{pf_1} = -\frac{1}{2\varphi_0\left(\Psi + \frac{\varphi_0}{2}\right)[3r_w^2 - (r_s^2 + r_s r_2 + r_2^2)]} \times$$

$$\times \left\{4(r_w^3 - r_s^3)\left[\varphi_0 \sin\Psi \cos\left(\frac{\Psi}{2} - \theta\right) - (\varphi_0 \sin\varphi_0'' + \cos\varphi_0'' - \cos\varphi_0')\right] + \right.$$

$$+ [3r_s^3 - (r_2^3 + r_2^2 r_s + r_2 r_s^2)]\left[2\varphi_0 \sin\frac{\Psi}{2}\cos\left(\frac{\Psi}{2} - \theta\right) - \right.$$

$$\left.\left. - (\varphi_0 \sin\varphi_0'' + \cos\varphi_0'' - \cos\varphi_0')\right]\right\} \qquad \text{(I-119b)}$$

Przyjmując, jak przy obliczeniu obciążeń łożysk, $\varphi_0 = \pi$, $\Psi = \pi/2$ oraz $\theta = 0$, a więc także $\varphi_0' = \varphi_0'' = \pi/2$, otrzymuje się

$$y_0 = \frac{16{,}88(r_w^3 - r_s^3) + 5{,}14[3r_s^3 - (r_2^3 + r_2^2 r_s + r_2 r_s^2)]}{19{,}74[3r_w^2 - (r_s^2 + r_s r_2 + r_2^2)]} \qquad \text{(I-120a)}$$

oraz

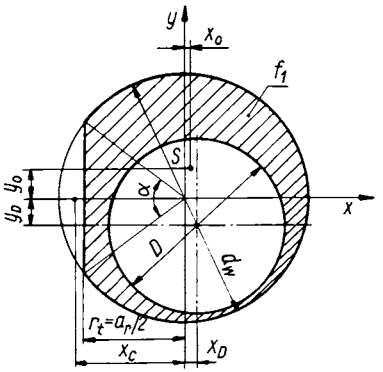
$$x_0 = \frac{3{,}68(r_w^3 - r_s^3)}{19{,}74[3r_w^2 - (r_s^2 + r_s r_2 + r_2^2)]} \qquad \text{(I-120b)}$$

Wartość odciętej x_0 jest w porównaniu z rzędną y_0 znacznie mniejsza i, co wynika ze wzoru (I-119b), leży po stronie bieguna zazębienia. W wielu rozwiązaniach przyjmuje się współrzędną $x_0 = 0$.

Najprostszym rozwiązaniem kompensacji luzów jest rozwiązanie przyjęte w pompie (rys. I-46), w której powierzchnię kompensacji f_1 ogranicza się za pomocą kołowego pierścienia uszczelniającego. Jego średnicę D oraz położenie środka należy dobrać w ten sposób, aby środek ciężkości S pola powierzchni kompensacji f_1 (powierzchnia zakreskowana na rys. I-53) miał współrzędne x_0, y_0 wyznaczone ze wzorów (I-119).

Pole powierzchni kompensacji f_1 jest określone kołem wierzchołkowym o średnicy d_w i kołem rowka uszczelniającego o średnicy D oraz linią styku łożysk,

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-53
Pole powierzchni kompensacji ograniczone kołowym pierścieniem uszczelniającym

odległą od środka koła o wartość równą połowie odległości kół. Średnicę D wyznacza się, korzystając z zależności na pole powierzchni

$$F = F_w - F_c - f_1 \tag{I-121}$$

gdzie: $F_w = \pi d_w^2/4$ — pole powierzchni koła wierzchołkowego, $F_c = r_w^2(\pi\alpha/180 - \sin\alpha)/2$, przy $\alpha = 2\arccos r_t/r_w$) — pole powierzchni odcinka koła, ograniczone cięciwą odległą od środka o $r_t = a_r/2$, f_1 — pole powierzchni kompensacji wyznaczone z równania (I-113).

Współrzędne środka wytoczenia pod uszczelkę wyznacza się, korzystając z równań równowagi momentów statycznych względem osi układu

$$y_D = \frac{f_1 y_0}{F} \tag{I-122a}$$

$$x_D = \frac{F_c x_c - f_1 x_0}{F} \tag{I-122b}$$

przy czym odległość środka ciężkości powierzchni F_c względem środka koła

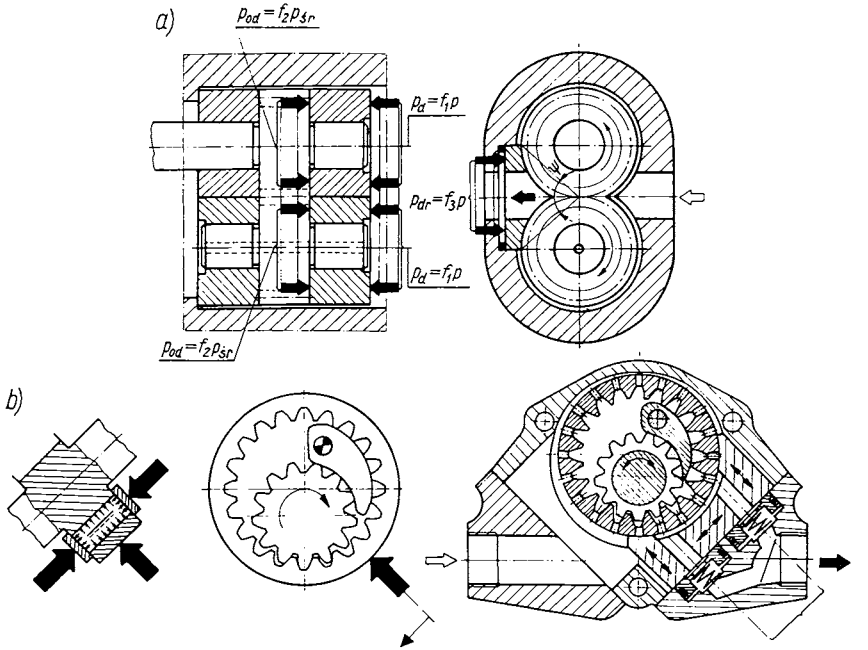
$$x_c = \frac{2d_w \sin^3 \frac{\alpha}{2}}{3\left(\frac{\pi}{180}\alpha - \sin\alpha\right)}$$

Kompensacja luzów promieniowych

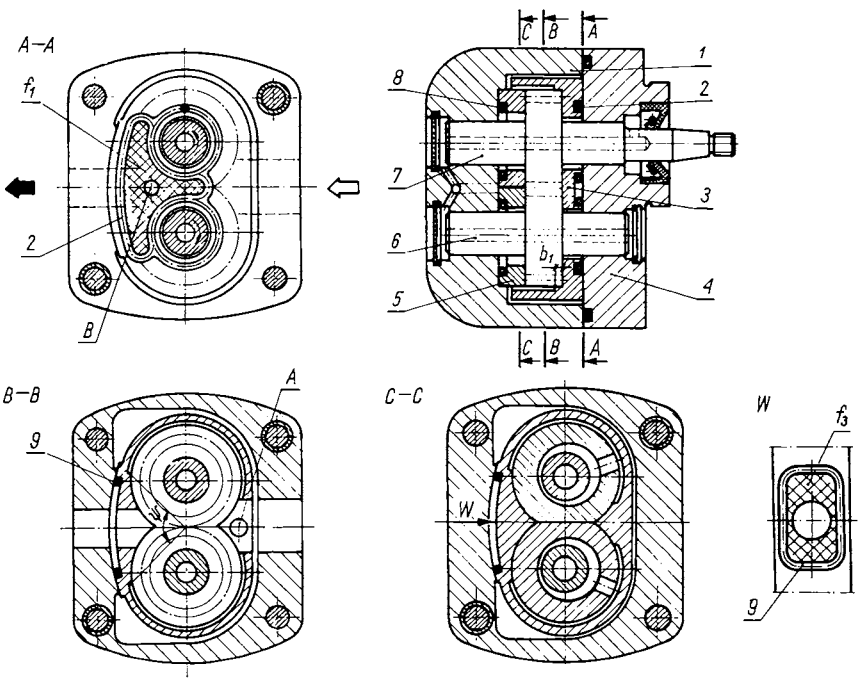
Kompensacja luzów promieniowych jest stosowana jako uzupełnienie kompensacji luzów osiowych. Pozwala uzyskać (rys. I-44) dodatkową poprawę szczelności wewnętrznej oraz zwiększenie zakresu ciśnień roboczych, a także korzystniejszy przebieg sprawności całkowitych.

Zasadę działania kompensacji luzów promieniowych przedstawiono schematycznie na rys. I-54. Na rys. I-54a podano rozwiązanie wg firmy BOSCH dla pomp o zazębieniu zewnętrznym, na rys. I-54b natomiast układ kompensacji firmy ECKERLE dla pomp o zazębieniu wewnętrznym. Promieniowa siła dociskająca element doszczelniający jest siłą wywołaną przez ciśnienie tłoczenia p oddziałujące na odpowiednio dobraną powierzchnię kompensacji f_3.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-54. Zasada kompensacji luzów osiowych i promieniowych pomp zębatych: a) o zazębieniu zewnętrznym, b) o zazębieniu wewnętrznym



Rys. I-55. Pompa zębata z kompensacją luzów osiowych i promieniowych firmy BOSCH (RFN)

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Konstrukcję pompy o zazębieniu zewnętrznym z kompensacją luzów osiowych i promieniowych, wg zasady zilustrowanej na rys. I-54a, podano na rys. I-55. Para kół zębatych *6* i *7* jest ułożyskowana z jednej strony w kadłubie *1*, a z drugiej — w pokrywie *4*. Między kołami a pokrywą występuje płyta *3*, za pomocą której uzyskuje się równoczesną kompensację luzów osiowych i promieniowych. Odpowiedni luz między otworami w płycie *3* a czopami zespołu wirnikowego *6* i *7*, przez te otwory przechodzącymi, oraz luz między obrysem zewnętrznym płyty i otworem w kadłubie umożliwiają poprzeczne i osiowe przemieszczanie płyty względem zespołu wirnikowego. Płyta pośrednia jest prowadzona na średnicy wierzchołkowej kół tylko na małej szerokości b_1. Prowadzenie na całej szerokości koła występuje tylko na części obwodu po stronie otworów wylotowych tłocznego i ssawnego.

Luzy osiowe kompensuje się siłą wywieraną przez ciśnienie tłoczenia działające na powierzchnię o polu f_1, wyznaczonym przez uszczelkę o specjalnym kształcie. Ciśnienie kompensacji jest wyprowadzone z otworu tłocznego kanałem *B*. Kompensacja luzu promieniowego odbywa się na części obwodu, określonej kątem środkowym Ψ. Na pozostałej części obwodu kół płyta ma wybranie, z wyjątkiem szerokości prowadzącej b_1, połączone z przestrzenią ssawną. Między płytą *3* a kołami zębatymi *6* i *7* na obszarze wyznaczonym przez kąt Ψ panuje ciśnienie tłoczenia. W wyniku tego działania koła przesuwają się w ramach luzów łożyskowych w stronę strefy ssania, a płyta w kierunku otworu tłocznego. Działaniu temu przeciwstawia się siła kompensacji dociskająca płytę do kół, będąca iloczynem ciśnienia i pola f_3 powierzchni kompensacji. Pole i kształt powierzchni, ograniczone pierścieniem uszczelniającym *9*, są tak dobrane, aby siła dociskająca płytę do kół równoważyła siłę odpychającą, zapewniając minimum luzu obwodowego. We wnętrzu kadłuba szczelność płyty pośredniej *3*, w obszarze kąta Ψ zapewniają rozcięte pierścienie *5*. Dzięki rozcięciu i niewspółosiowemu osadzaniu pierścienie te sprężynują, zapewniając wymaganą szczelność. Płytę pośrednią do kół zębatych dociskają wstępnie: w kierunku promieniowym uszczelka gumowa *9*, a w kierunku osiowym uszczelki *2* i *8*. Przecieki wewnętrzne są odprowadzane otworami w czopach, a natępnie kanałem zbiorczym *A* do przestrzeni ssawnej pompy. Jest oczywiste, że pompa ta może pracować tylko w jednym kierunku obrotów, takim jaki oznaczono na rysunku. Drugą wadą tej pompy jest, wynikający z uszczelnienia koła po stronie tłocznej, skokowy wzrost obciążeń obwodowych koła i związana z tym większa emitowana moc akustyczna.

3.2.3. Pompy o zazębieniu cykloidalnym

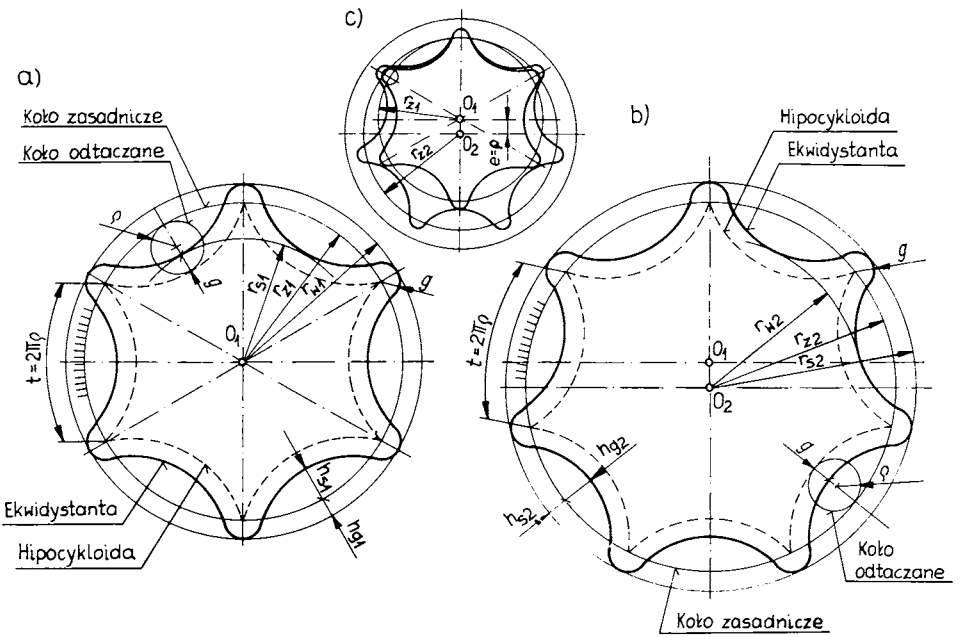
3.2.3.1. Zarys i konstrukcja zazębienia

Zazębienia cykloidalne, stosowane od niedawna w budowie pomp zębatych o zazębieniu wewnętrznym, umożliwiają uzyskanie maksymalnej zwartości konstrukcyjnej, a więc zmniejszenie masy pompy na jednostkę przenoszonej mocy. Dzieje się tak dzięki temu, że różnica liczb zębów współpracujących kół może być sprowadzona nawet do jedności. Jak dowiedziono w rozdziale 3.1.2.2., uzyskuje

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

się przez to również zminimalizowanie współczynnika nierównomierności wydajności pompy.

Wśród krzywych wykorzystywanych do profilowania uzębień kół najczęstsze zastosowanie znajdują *hipocykloidy*, a ściślej krzywe od nich równoodległe — *ekwidystanty*. Zarys zęba (rys. I-56) opisują więc ekwidystanty hipocykloidy zasadniczej, uzyskanej przez odtoczenie koła o promieniu ϱ (koła odtaczanego) wewnątrz nieruchomego koła zasadniczego o promieniu r_z. W przypadku koła uzębionego zewnętrznie (rys. I-56a) stopę zęba o wysokości h_s opisuje łuk ekwidystanty hipocykloidy, głowę h_g łuk koła o promieniu g równym odległości ekwidystanty od hipocykloidy zasadniczej. W kole uzębionym wewnętrznie jest odwrotnie (rys. I-56b).



Rys. I-56. Koła o profilu zęba wg hipocykloidy o łukach całkowitych: a) o uzębieniu zewnętrznym, b) o uzębieniu wewnętrznym, c) współpraca kół

Kształt i liczbę łuków hipocykloidy — przy toczeniu koła odtaczanego po pełnym obwodzie koła zasadniczego — określa *moduł hipocykloidy*

$$M = \frac{r_z}{\varrho} \tag{I-123}$$

Uwzględniając równość promieni koła zasadniczego r_z i podziałowego $r_z = r_p = \frac{mz}{2}$, można ustalić związek *modulu uzębienia* m z modułem hipocykloidy

$$m = \frac{2M\varrho}{z} \tag{I-124}$$

gdzie z — liczba zębów.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Moduł hipocykloidy jest tożsamy z liczbą jej punktów zwrotnych, a więc również z liczbą zębów koła, którą otrzymuje się po jednokrotnym obiegu koła odtaczanego po kole zasadniczym. Jeśli jego wartość jest liczbą całkowitą ($M = 2,3,4,...,z$), to związany z kołem odtaczanym punkt opisujący hipocykloidę wraca w położenie wyjściowe po jednokrotnym obiegu koła odtaczanego po kole zasadniczym. Moduł uzębienia przyjmuje wówczas wartość $m = 2\varrho$, a profil zębów opisuje pełny łuk hipocykloidy (rys. I-56).

W przypadku gdy $M = 1{,}5, 2{,}5, 3{,}5 ... \frac{z}{2}$, koło odtaczane wróci do położenia wyjściowego dopiero po dwukrotnym obiegu koła zasadniczego (rys. I-57). Moduł uzębienia wynosi $m = \varrho$, a profil zęba opisują łuki hipocykloidy nazywane *połówkowymi*. Liczba punktów zwrotnych jest nieparzysta. Parzystą liczbę zębów o zarysie wg połówkowych łuków hipocykloidy można uzyskać również stosując dwie hipocykloidy o łukach całkowitych, obrócone względem siebie o kąt równy połowie kąta środkowego jednego łuku cykloidy.

Równania parametryczne hipocykloidy zasadniczej (rys. I-58) mają postać

$$\begin{aligned} x_h &= (r_z - \varrho)\cos\alpha + \varrho\cos\left(\frac{r_z - \varrho}{\varrho}\right)\alpha \\ y_h &= (r_z - \varrho)\sin\alpha - \varrho\sin\left(\frac{r_z - \varrho}{\varrho}\right)\alpha \end{aligned} \tag{I-125}$$

gdzie: α — kąt między osią odciętych a prostą przechodzącą przez punkt styku kół odtaczanego i zasadniczego.

Współrzędne dowolnego punktu B_1 ekwidystanty wynoszą

$$\begin{aligned} x_e &= x_h + g\sin\beta \\ y_e &= y_h + g\cos\beta \end{aligned} \tag{I-126}$$

Kąt β między osią x a styczną hipocykloidy w punkcie $B(x_h, y_h)$ wyznacza się z zależności

$$\operatorname{tg}(-\beta) = \frac{\frac{dy_h}{d\alpha}}{\frac{dx_h}{d\alpha}} = \frac{(r_z - \varrho)\cos\alpha - (r_z - \varrho)\cos\left(\frac{r_z - \varrho}{\varrho}\right)\alpha}{-(r_z - \varrho)\sin\alpha - (r_z - \varrho)\sin\left(\frac{r_z - \varrho}{\varrho}\right)\alpha} \tag{I-127}$$

stąd ostatecznie

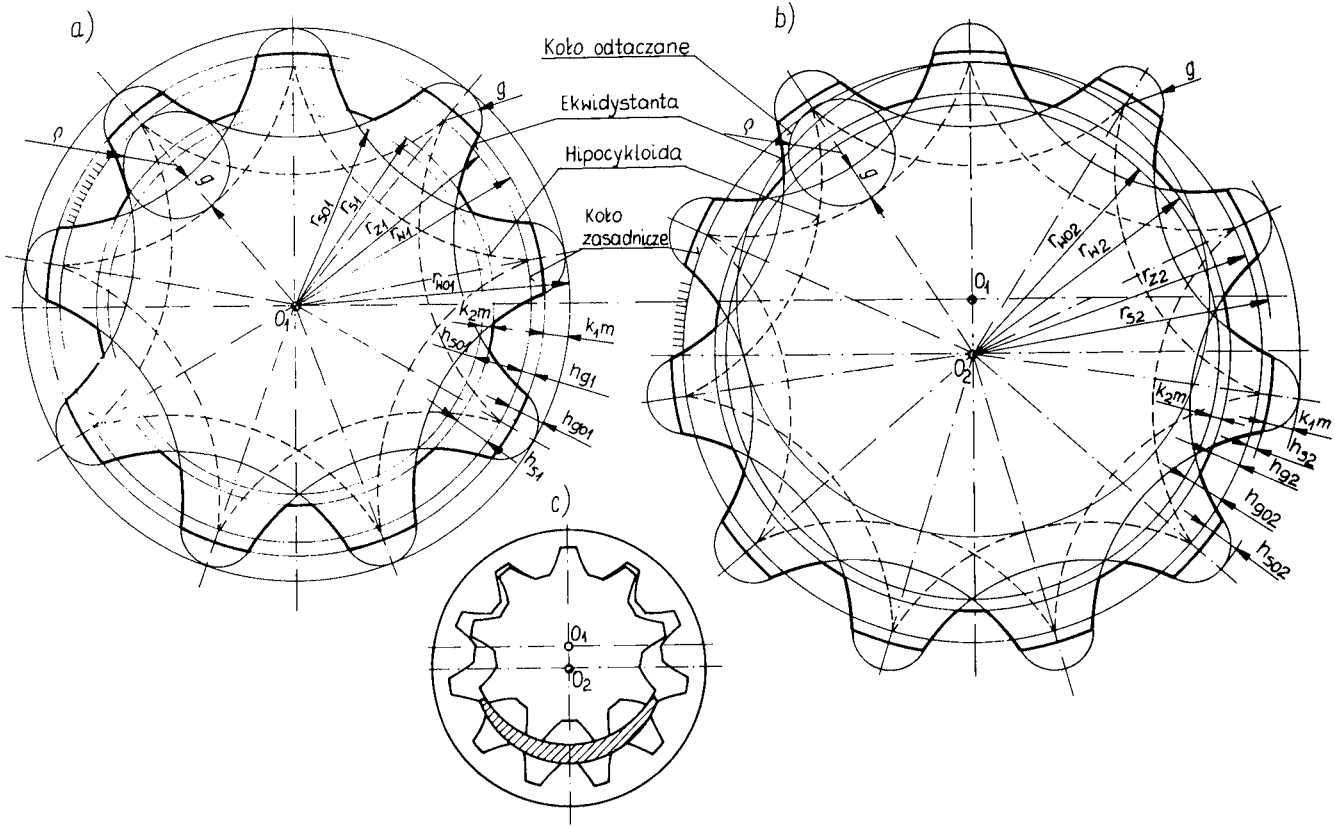
$$\beta = \left(\frac{r_z - \varrho}{2\varrho}\right)\alpha \tag{I-128}$$

Podstawiając w równaniach (I-126) związki (I-125) i (I-128), dochodzi się do równań ekwidystanty opisującej s t o p ę z ę b a

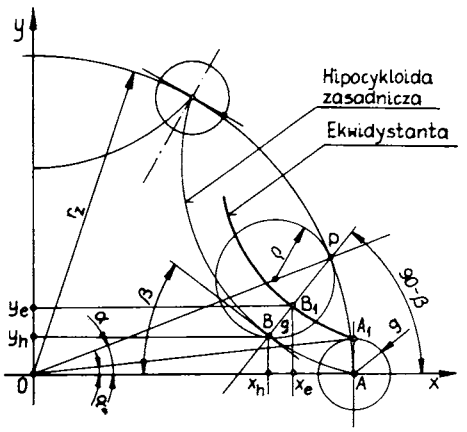
$$\begin{aligned} x_e &= (r_z - \varrho)\cos\alpha + \varrho\cos\left(\frac{r_z - \varrho}{\varrho}\right)\alpha + g\sin\left(\frac{r_z - 2\varrho}{2\varrho}\right)\alpha \\ y_e &= (r_z - \varrho)\sin\alpha - \varrho\sin\left(\frac{r_z - \varrho}{\varrho}\right)\alpha + g\sin\left(\frac{r_z - 2\varrho}{2\varrho}\right)\alpha \end{aligned} \tag{I-129}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 19645634393346536



Rys. I-57. Koło o profilu wg hipocykloidy o łukach połówkowych: a) o uzębieniu zewnętrznym, b) o uzębieniu wewnętrznym, c) współpraca kół



Rys. I-58
Geometria hipocykloidalnego zarysu zęba

Równania te są ważne dla

$$\alpha \in \left[\frac{2n\pi}{z} + \alpha^*;\ \frac{2(n+1)\pi}{z} - \alpha^* \right] \quad \text{gdzie} \quad n = 0, 1, 2, 3, \ldots, z \tag{I-130}$$

przy czym $\alpha^* = \operatorname{arctg} \frac{g}{r_z}$

Głowę zęba opisuje koło, którego środek jest usytuowany w punkcie zwrotów łuków hipocykloidy, o równaniu

$$(x - r_z \cos\alpha)^2 + (y - r_z \sin\alpha)^2 = g^2 \tag{I-131}$$

ważnym dla

$$\alpha \in \left[\frac{2n\pi}{z} - \alpha^*,\ \frac{2(n+1)\pi}{z} + \alpha^* \right] \quad \text{gdzie} \quad n = 0, 1, 2, 3, \ldots, z$$

Wprowadzając pojęcie współczynnika przesunięcia ekwidystanty

$$v = \frac{g}{\varrho} \tag{I-132}$$

można zestawić wzory określające wymiary zębów ukształtowanych wg hipocykloidy o łukach całkowitych oraz średnice charakterystyczne kół (rys. I-56):

— *wysokość głowy* zęba koła czynnego, (uzębionego zewnętrznie), równa wysokości stopy zęba koła biernego, (uzębionego wewnętrznie)

$$h_{g1} = h_{s2} = y_1 m = g \tag{I-133}$$

— *wysokość stopy* zęba koła czynnego równa wysokości głowy zęba koła biernego

$$h_{s1} = h_{g2} = 2\varrho - g \tag{I-134}$$

— *wysokość zęba*

$$h = h_{g1} + h_{s1} = h_{g2} + h_{s2} = 2\varrho \tag{I-135}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

— *współczynnik wysokości* głowy zęba koła czynnego równy współczynnikowi wysokości stopy zęba koła biernego

$$y_1 = \frac{h_{g1}}{m} = \frac{h_{s2}}{m} = \frac{g}{2\varrho} = \frac{v}{2} \tag{I-136}$$

— współczynnik wysokości stopy zęba koła czynnego, równy współczynnikowi wysokości głowy koła biernego:

$$y_2 = \frac{h_{s1}}{m} = \frac{h_{g2}}{m} = 1 - \frac{v}{2} \tag{I-137}$$

— *średnice kół podziałowych* równe średnicom kół zasadniczych:

— na kole czynnym

$$d_{p1} = d_{z1} = mz_1 = 2\varrho z_1 \tag{I-138a}$$

— na kole biernym

$$d_{p2} = d_{z2} = mz_2 = 2\varrho z_2 \tag{I-138b}$$

— *średnice koła głów*:

— na kole czynnym

$$d_{w1} = d_{p1} + 2h_{g1} = m(z_1 + v) \tag{I-139a}$$

— na kole biernym

$$d_{w2} = d_{p2} - 2h_{g2} = m(z_2 - 2 + v) \tag{I-139b}$$

— *średnice koła stóp*:

— na kole czynnym

$$d_{s1} = d_{p1} - 2h_{s1} = m(z_1 - 2 + v) \tag{I-140a}$$

— na kole biernym

$$d_{s2} = d_{p2} + 2h_{g2} = m(z_2 + v) \tag{I-140b}$$

W kołach tych, o zarysie zęba wg hipocykloidy o łukach całkowitych ($m = 2\varrho$), nie ma potrzeby przyjmować innych wysokości głowy i stopy zęba niż te, które wynikają z wielkości podstawowych dla uzębienia, a więc modułu i współczynnika przesunięcia ekwidystanty. Zęby są foremne i nie budzą zastrzeżeń ani pod względem wytrzymałościowym, ani ze względu na kinematykę. Współpraca kół (rys. I-56c) jest płynna, odbywa się na zasadzie odtaczania po sobie bez poślizgu odpowiednich kół tocznych i związanych z nimi kół opisujących głowy zęba koła czynnego oraz ekwidystant hipocykloidy opisujących zęby koła biernego. Wszystkie zęby koła czynnego są w stałym kontakcie z zębami koła biernego. Każda para zębów tworzy komorę wyporową, która w czasie połowy obrotu koła czynnego zwiększa swoją objętość, a więc stwarza warunki do zassania cieczy (strefa ssania). Przy drugiej połowie obrotu objętość komory maleje, co odpowiada cyklowi tłoczenia (strefa tłoczenia). Pompy te nie wymagają dodatkowego elementu oddzielającego strefę ssania od strefy tłoczenia. Różnica liczb zębów jest najmniejsza z możliwych ($z_2 - z_1 = 1$) przez co uzyskuje się zasadnicze zmniejszenie współczynnika nierównomierności wydajności.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

W przypadku kół z zębami o zarysie wg hipocykloidy o łukach połówkowych ($m = \varrho$) teoretyczny profil zęba ma ostre wierzchołki w kole czynnym u stóp zęba, a w kole biernym na kole głów zęba. Wykonanie takiego profilu jest bardzo trudne, a uzyskany praktycznie zarys, mający niewielkie nawet zaokrąglenie, będzie tylko przybliżeniem teoretycznego kształtu. Ostre zakończenia głowy zęba na kole biernym lub stóp zębów koła czynnego są nie do przyjęcia, również ze względów trwałościowych. Profil zęba należy więc poprawić dokonując skrócenia zarówno stopy jak i głowy zęba. Uwzględnia się to wprowadzając do podanych wyżej wzorów *współczynniki skrócenia*: k_1 — głowy zęba i k_2 — stopy zęba. Wzory od (I-133) do (I-137) dla kół o profilu wg hipocykloidy o łukach połówkowych (rys. I-57) przyjmują zatem postać:

— *wysokość głowy* zęba koła czynnego lub stopy zęba koła biernego

$$h_{g1} = h_{s2} = h_{g01} - k_1 m = h_{s02} - k_1 m = m(y_1 - k_1) \tag{I-141}$$

— *wysokość stopy* zęba koła czynnego lub głowy zęba koła biernego

$$h_{s1} = h_{g2} = h_{s01} - k_2 m = h_{g02} - k_2 m = m(y_2 - k_2) \tag{I-142}$$

— *wysokość zęba*

$$h = h_{s1} + h_{g1} = h_{s2} + h_{g2} = m(y_1 + y_2 - k_1 - k_2) \tag{I-143}$$

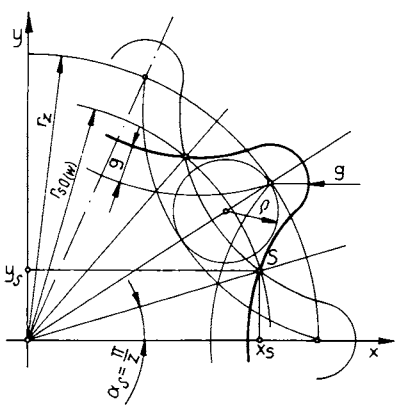
— *współczynnik wysokości* głowy zęba koła czynnego równy współczynnikowi stopy koła biernego

$$y_1 = \frac{h_{g01}}{m} = \frac{h_{s02}}{m} = \frac{g}{m} = v \tag{I-144}$$

— *współczynnik wysokości* stopy zęba koła czynnego równy współczynnikowi wysokości głowy zęba koła biernego

$$y_2 = \frac{d_{p1} - d_{s01}}{2m} = \frac{d_{p2} - d_{w02}}{2m} = \frac{z_1}{2} - \frac{d_{s01}}{2m} = \frac{z_2}{2} - \frac{d_{w02}}{2m} \tag{I-145}$$

Obliczenia *średnic* d_{s01} oraz d_{w02} można dokonać wychodząc ze związków geometrycznych wynikających z rys. I-59. Posiłkując się równaniami (I-129)



Rys. I-59
Teoretyczny zarys zęba o połówkowych łukach hipocykloidy

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

można wyznaczyć współrzędne punktu S dna wrębu międzyzębnego koła czynnego lub głowy zęba koła biernego

$$x_S = (r_z - \varrho)\cos\alpha_S + \varrho\cos\left(\frac{r_z - \varrho}{\varrho}\right)\alpha_S + g\sin\left(\frac{r_z - 2\varrho}{2\varrho}\right)\alpha_S$$
$$y_S = (r_z - \varrho)\sin\alpha_S - \varrho\sin\left(\frac{r_z - \varrho}{\varrho}\right)\alpha_S + g\cos\left(\frac{r_z - 2\varrho}{2\varrho}\right)\alpha_S \tag{I-146}$$

gdzie $\alpha_S = \frac{\pi}{z_{1,2}}(1 + 2n)$, przy czym $n = 0, 1, 2, 3, ..., (z_{1,2} - 1)$

Promień koła r_{s01}, wyznaczającego położenie dna wrębu międzyzębnego koła czynnego, lub promień r_{w02} wierzchołków zęba koła biernego oblicza się ze wzoru

$$r_{s01} = r_{w02} = \sqrt{x_s^2 + y_s^2} \tag{I-147}$$

czyli

$$r_{s01} = r_{w02} = \sqrt{(r_z - \varrho)^2 + \varrho^2 + g^2 + 2\varrho(r_z - \varrho)\cos\left(\frac{r_z}{\varrho}\right)\alpha_S + 2g(r_z - \varrho)\sin\left(\frac{r_z}{2\varrho}\right)\alpha_S - 2g\varrho\sin\left(\frac{r_z}{2\varrho}\right)\alpha_S} \tag{I-148}$$

Średnice kół podziałowych oblicza się z równań (I-138).

Średnice kół wierzchołkowych dla koła czynnego i stóp dla koła biernego wynoszą

$$d_{w1} = d_{s2} = m(z_{1,2} + 2y_1 - 2k_1) \tag{I-149}$$

a średnica *koła stóp* dla koła czynnego i wierzchołkowego dla koła biernego

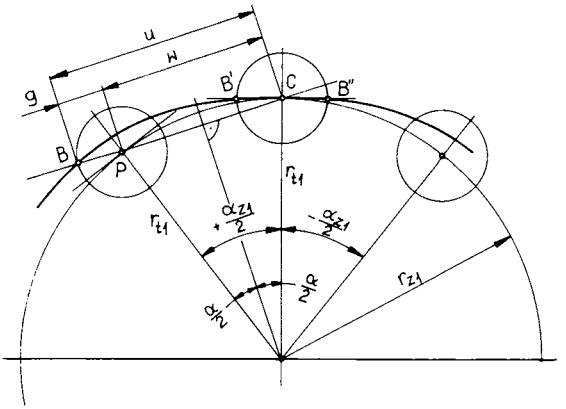
$$d_{s1} = d_{w2} = m(z_{1,2} - 2y_2 + 2k_2) \tag{I-150}$$

Najmniejsza różnica liczb zębów w pompach o zazębieniu wewnętrznym i zarysie zębów wg hipocykloidy o łukach połówkowych może wynosić $z_2 - z_1 = 2$. Nie wszystkie zęby pozostają we wzajemnym kontakcie. Styk zębów kół współpracujących zachodzi przy określonym kącie środkowym. W celu szczelnego oddzielenia strefy ssawnej od tłocznej jest niezbędna wkładka sierpowa, podobnie jak w pompach o ewolwentowym zazębieniu wewnętrznym.

3.2.3.2. Wydajność

Linią przyporu wewnętrznych zazębień hipocykloidalnych nie jest prostą, jak w zazębieniach ewolwentowych, lecz konchoidą okręgu [15]. W przypadku zazębień o pełnych łukach hipocykloidy przypór następuje wzdłuż całej zamkniętej pętli konchoidy, zaś w przypadku zarysów o łukach połówkowych na pewnym tylko jej wycinku, którego długość zależy od różnicy liczb zębów obu kół oraz od wartości współczynników skrócenia głowy i stopy zęba.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-60
Linia przyporu hipocykloidalnych zazębień wewnętrznych

Odległość u punktu przyporu B od bieguna zazębienia C (rys. I-60) wynosi

$$u = w \pm g = 2r_t \sin\frac{\alpha}{2} \pm g \tag{I-151}$$

przy czym kąt α przyjmuje wartości

$$-\frac{\alpha_{z1}}{2} = -\frac{\pi}{z_1} \leqslant \alpha \leqslant \frac{\pi}{z_1} = \frac{\alpha_{z1}}{2}$$

a więc

$$u = 2r_{t1} \sin\frac{\alpha_1}{2} - g \quad \text{dla} \quad -\frac{\pi}{z_1} \leqslant \alpha_1 \leqslant 0$$

oraz

$$u = 2r_{t1} \sin\frac{\alpha_1}{2} + g \quad \text{dla} \quad 0 \leqslant \alpha_1 \leqslant \frac{\pi}{z_1}$$

Podstawiając zależność (I-151) do (I-74), otrzymuje się *chwilową wydajność pompy* o zazębieniu hipocykloidalnym w postaci

$$Q_u = \frac{\mathrm{d}q}{\mathrm{d}t} = \frac{b\omega_1}{2}\left[r_{w1}^2 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}} r_{w2}^2 - r_{t1}(r_{t1} + r_{t2}) - \left(1 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}}\right)(2r_{t1} \sin\frac{\alpha}{2} + g)^2\right] \tag{I-152}$$

Maksymalną wartość wydajności chwilowej otrzymuje się dla $\alpha = 0$

$$Q_{u\,max} = \frac{b\omega_1}{2}\left[r_{w1}^2 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}} r_{w2}^2 - r_{t1}(r_{t1} + r_{t2}) - \left(1 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}}\right) g^2\right] \tag{I-153}$$

Minimalna wartość wystąpi dla $\alpha = \pm\frac{\pi}{z_1}$ i wyniesie

$$Q_{u\,min} = \frac{b\omega_1}{2}\left[r_{w1}^2 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}} r_{w2}^2 - r_{t1}(r_{t1} + r_{t2}) - \left(1 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}}\right)\left(2r_{t1} \sin\frac{\pi}{2z_1} + g\right)^2\right] \tag{I-154}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Całkując wyrażenie (I-152) w przedziałach $\left(-\frac{\pi}{z_1}, 0\right)$ oraz $\left(0, +\frac{\pi}{z_1}\right)$, a także uwzględniając znak g i podstawienie $\mathrm{d}t = \frac{\mathrm{d}\alpha}{\omega_1}$ otrzymuje się ostatecznie *objętość cieczy* q_z *wypartej* przez współpracujące koła przy obrocie koła czynnego o kąt $\alpha_{z1} = \frac{2\pi}{z_1}$

$$q_z = \frac{\pi b}{z_1}\left\{r_{w1}^2 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}} r_{w2}^2 - r_{t1}(r_{t1} + r_{t2}) - \left(1 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}}\right)\left[\frac{2r_{t1}^2 z_1}{\pi}\left(\frac{\pi}{z_1} - \sin\frac{\pi}{z_1}\right) + \right.\right.$$
$$\left.\left. + \frac{8z_1}{\pi} r_{t1}\left(1 - \cos\frac{\pi}{2z_1}\right)g + g^2\right]\right\} \qquad \text{(I-155)}$$

Wydajność właściwa pompy, tzn. teoretyczna wydajność na jeden obrót wałka

$$q = q_z z_1 = \pi b\left\{r_{w1}^2 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}} r_{w2}^2 - r_{t1}(r_{t1} + r_{t2}) - \right.$$
$$\left. - \left(1 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}}\right)\left[\frac{2z_1}{\pi} r_{t1}^2\left(\frac{\pi}{z_1} - \sin\frac{\pi}{z_1}\right) + \frac{8z_1}{\pi} r_{t1}\left(1 - \cos\frac{\pi}{2z_1}\right)g + g^2\right]\right\} \qquad \text{(I-156)}$$

Wydajność teoretyczna, równa wydajności średniej zgodnie ze wzorem (I-42)

$$Q_t = Q_{uśr} = \pi b n\left\{r_{w1}^2 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}} r_{w2}^2 - r_{t1}(r_{t1} + r_{t2}) - \right.$$
$$\left. - \left(1 + \frac{r_{t1}}{r_{t2}}\right)\left[\frac{2z_1}{\pi} r_{t1}^2\left(\frac{\pi}{z_1} - \sin\frac{\pi}{z_1}\right) + \frac{8z_1}{\pi} r_{t1}\left(1 - \cos\frac{\pi}{2z_1}\right)g + g^2\right]\right\} \qquad \text{(I-157)}$$

Podstawiając do wzoru (I-155), zgodnie ze wzorem (I-149) oraz (I-150), wartości na r_{w1} i r_{w2}, a także $r_{t1\ 2} = \frac{mz_{1,2}}{2}$ oraz pamiętając, że chodzi o pompę z zazębieniem wewnętrznym, a więc przyjmując $(-z_2)$ otrzymuje się po przekształceniach wzór na jednostkową wydajność właściwą w postaci bezwymiarowej

$$\frac{q}{\pi b m^2} = \left(\frac{z_1}{2} + y_1 - k_1\right)^2 - \frac{z_1}{z_2}\left(\frac{z_2}{2} - y_2 + k_2\right)^2 - \frac{z_1}{4}(z_1 - z_2) -$$
$$- \left(1 - \frac{z_1}{z_2}\right)\left[\frac{z_1^3}{2\pi}\left(\frac{\pi}{z_1} - \sin\frac{\pi}{z_1}\right) + \frac{4g}{\pi m} z_1^2\left(1 - \cos\frac{\pi}{2z_1}\right) + \frac{g^2}{m^2}\right] \qquad \text{(I-158)}$$

Po uwzględnieniu podstawowych parametrów konstrukcyjnych, a więc modułu, współczynników wysokości oraz współczynników skrócenia głowy i stopy zęba wzór ten przyjmuje postać:

— dla zazębienia o zarysie wg hipocykloidy o łukach całkowitych

$$\frac{q}{\pi b m^2} = \left(\frac{z_1}{2} + \frac{v}{2}\right)^2 - \frac{z_1}{z_2}\left(\frac{z_2}{2} - 1 + \frac{v}{2}\right)^2 - \frac{z_1}{4}(z_1 - z_2) -$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

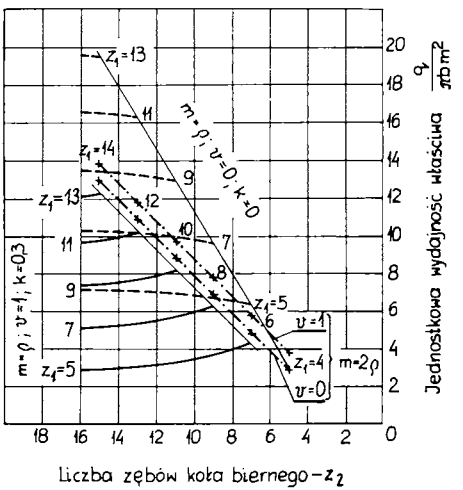
$$-\left(1-\frac{z_1}{z_2}\right)\left[\frac{z_1^3}{2\pi}-\left(\frac{\pi}{z_1}-\sin\frac{\pi}{z_1}\right)+\frac{2v}{\pi}z_1^2\left(1-\cos\frac{\pi}{2z_1}\right)+\frac{v^2}{4}\right] \qquad \text{(I-159)}$$

— dla zazębienia o zarysie wg hipocykloidy o łukach połówkowych

$$\frac{q}{\pi bm^2}=\left(\frac{z_1}{2}+v-k_1\right)^2-\frac{z_1}{z_2}\left(\frac{z_2}{2}-y_2+k_2\right)^2-\frac{z_1}{4}(z_1-z_2)-$$

$$-\left(1-\frac{z_1}{z_2}\right)\left[\frac{z_1^3}{2\pi}-\left(\frac{\pi}{z_1}-\sin\frac{\pi}{z_1}\right)+\frac{4v}{\pi}z_1^2\left(1-\cos\frac{\pi}{2z_1}\right)+v^2\right] \qquad \text{(I-160)}$$

Ilustrację graficzną równań (I-159) i (I-160) przedstawia rys. I-61 [15]. Linie punktowe obrazują zależność jednostkowej wydajności właściwej wg równania (I-159) dla dwóch wartości współczynnika przesunięcia ekwidystanty, tj. dla $v = 0$ przypadek czysto teoretyczny, gdy zęby mają zarys wg hipocykloidy zasadniczej oraz dla $v = 1$ — gdy odległość ekwidystanty od hipocykloidy zasadniczej jest równa promieniowi koła odtaczanego. Krzywe ciągłe i kreskowe ilustrują zależność (I-160), dla wybranych liczb zębów koła czynnego z_1 dla pompy której $(z_2 - z_1) \geqslant 2$. Linie kreskowe odnoszą się do zazębienia, dla którego $v = 0$ oraz $k_1 = k_2 = k = 0$, a linie ciągłe dla $v = 1$ oraz $k_1 = k_2 = k = 0{,}3$.



Rys. I-61
Zależność jednostkowej wydajności właściwej od liczby zębów koła biernego z_2 dla różnych liczb zębów z_1 koła czynnego

Analizując wykresy, można stwierdzić, że o jednostkowej wydajności właściwej pomp — podobnie jak w zazębieniach ewolwentowych — decyduje liczba zębów z_1 koła czynnego. Niewielki jest również wpływ współczynnika przesunięcia ekwidystanty dla zazębień wg całkowitych łuków hipocykloidy ($m = 2\varrho$). Dla zazębień wg hipocykloidy o łukach połówkowych ($m = \varrho$), dla których $z_2 - z_1 \geqslant 2$, wyższe wartości jednostkowej wydajności właściwej uzyskuje się w przypadku, gdy $v = 0$ i $k = k_1 = k_2 = 0$, niż dla $v = 1$ i $k = 0{,}3$. Zwiększając liczbę zębów z_2, uzyskuje się nieznaczną zmianę wartości $q/\pi bm^2$. Zwiększanie współczynników skrócenia głowy i stopy zęba (k_1, k_2) zmniejsza

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

istotnie jednostkową wydajność właściwą pompy, np. dla $k_1 = k_2 = 0{,}3$ — średnio o połowę.

3.2.3.3. Współczynnik nierówomierności wydajności

Podstawiając do wzoru definicyjnego (I-90) $Q_{max} = Q_{umax}$ wg wzoru (I-153), $Q_{min} = Q_{umin}$ wg wzoru (I-154) oraz $Q_{śr} = Q_t$ zgodnie ze wzorem (I-157) i wprowadzając promienie kół jako funkcje modułu, liczby zębów oraz współczynniki y_1, y_2, k_1, k_2, otrzymuje się ostatecznie *współczynnik nierównomierności wydajności* dla pomp o zazębieniu wewnętrznym i hipocykloidalnym zarysie uzębienia

$$\delta = \frac{\left(1-\frac{z_1}{z_2}\right)\left(z_1^2 \sin^2\frac{\pi}{2z_1} + 2z_1\frac{g}{m}\sin\frac{\pi}{2z_1}\right)}{\left(\frac{z_1}{2}+y_1-k_1\right)^2 - \frac{z_1}{z_2}\left(\frac{z_2}{2}-y_2+k_2\right)^2 - \frac{z_1}{4}(z_1-z_2) - \left(1-\frac{z_1}{z_2}\right)\left[\frac{z_1^3}{2\pi}\left(\frac{\pi}{z_1}-\sin\frac{\pi}{z_1}\right)+4\frac{g}{m}\frac{z_1^2}{\pi}\left(1-\cos\frac{\pi}{2z_1}\right)+\frac{g^2}{m^2}\right]} \tag{I-161}$$

Dla zazębienia hipocykloidalnego o ł u k a c h p e ł n y c h ($m = 2\varrho$) zależność ta przyjmuje postać

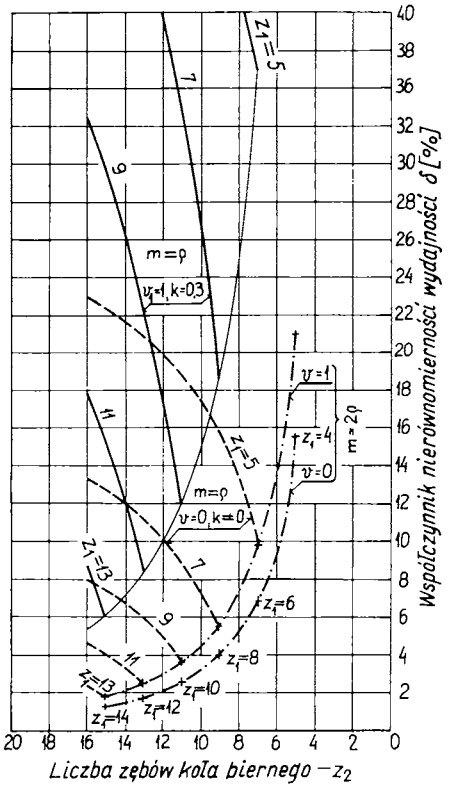
$$\delta = \frac{\left(1-\frac{z_1}{z_2}\right)\left(z_1^2 \sin^2\frac{\pi}{2z_1} + z_1 v\sin\frac{\pi}{2z_1}\right)}{\left(\frac{z_1}{2}+\frac{v}{2}\right)^2 - \frac{z_1}{z_2}\left(\frac{z_2}{2}-1+\frac{v}{2}\right)^2 - \frac{z_1}{4}(z_1-z_2) - \left(1-\frac{z_1}{z_2}\right)\left[\frac{z_1^3}{2\pi}\left(\frac{\pi}{z_1}-\sin\frac{\pi}{z_1}\right)+2v\frac{z_1^2}{\pi}\left(1-\cos\frac{\pi}{2z_1}\right)+\frac{v^2}{4}\right]} \tag{I-162}$$

zaś dla zazębienia o łukach połówkowych ($m = \varrho$)

$$\delta = \frac{\left(1-\frac{z_1}{z_2}\right)\left(z_1^2 \sin^2\frac{\pi}{2z_1} + 2z_1 v\sin\frac{\pi}{2z_1}\right)}{\left(\frac{z_1}{2}+v-k_1\right)^2 - \frac{z_1}{z_2}\left(\frac{z_2}{2}-y_2+k_2\right)^2 - \frac{z_1}{4}(z_1-z_2) - \left(1-\frac{z_1}{z_2}\right)\left[\frac{z_1^3}{2\pi}\left(\frac{\pi}{z_1}-\sin\frac{\pi}{z_1}\right)+4v\frac{z_1^2}{\pi}\left(1-\cos\frac{\pi}{2z_1}\right)+v^2\right]} \tag{I-163}$$

Na rysunku I-62 przedstawiono graficznie zależność współczynnika nierównomierności wydajności δ, wg równań (I-162) i (I-163), od liczby zębów — z_2 koła biernego, dla wybranych liczb zębów z_1 koła czynnego [15]. Linie punktowe odnoszą się do zazębień o zarysie wg hipocykloidy o łukach całkowitych wg zależności (I-162), dolna dla $v = 0$ i górna dla $v = 1$. Zależność

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



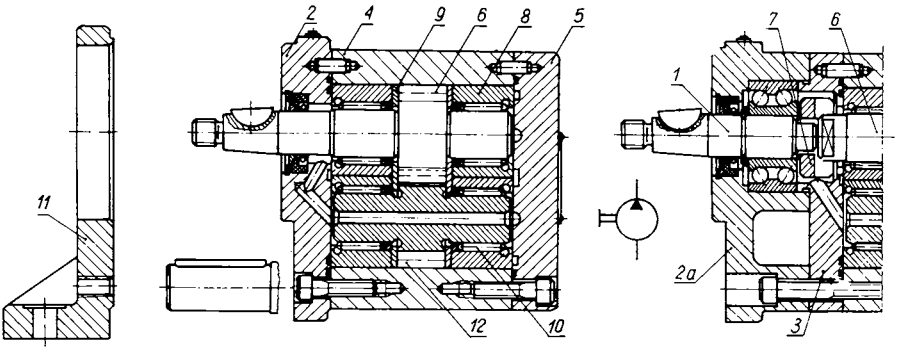
Rys. I-62
Zależność współczynnika nierówności wydajności od liczby zębów koła biernego z_2 dla różnych liczb zębów z_1 koła czynnego

(I-163) ilustrują linie kreskowe, odnoszące się do zazębień, dla których nie dokonano przesunięcia zarysu ($v = 0$), a wysokość stopy i głowy zęba nie doznają skrócenia ($k_1 = k_2 = k = 0$), a także linie ciągłe, odnoszące się do zarysu wg ekwidystanty o $v = 1$ i zębów o skróconej głowie i stopie zęba ($k_1 = k_2 = 0{,}3$). Z rysunku jest widoczna, znana już z zazębień ewolwentowych, prawidłowość, że wzrost liczby zębów koła czynnego wpływa na zmniejszenie współczynnika nierównomierności wydajności. W przypadku zazębień wg hipocykloidy o łukach całkowitych, współczynnik przesunięcia ekwidystanty v nie ma większego wpływu na wartość δ, w każdym razie nie w takim stopniu, jak w przypadku zarysów o łukach połówkowych, w których jest widoczny wyraźnie wpływ wartości współczynników k_1 i k_2.

3.2.4. Przykłady konstrukcji pomp zębatych

Pompę zębatą typu PZ2 produkcji krajowej przeznaczoną do pracy ciągłej przy ciśnieniu 16 MPa (a krótkotrwale 20 MPa) przedstawiono na rys. I-63. Wykonuje się pompy o wydajnościach $2{,}5 \div 100$ dm^3/min, przy prędkości obrotowej $n = 1500$ min^{-1}. W konstrukcji przewidziano dwie wersje mocowania — kołnierzowo i na łapach. Stosowanie płytowej budowy pomp umożliwia uzyskać rozwiązanie (przez płytę pośrednią *3* oraz pokrywę *2a*), w którym wałek napędowy może być obciążony siłami osiową i promieniową. Luzy osiowe

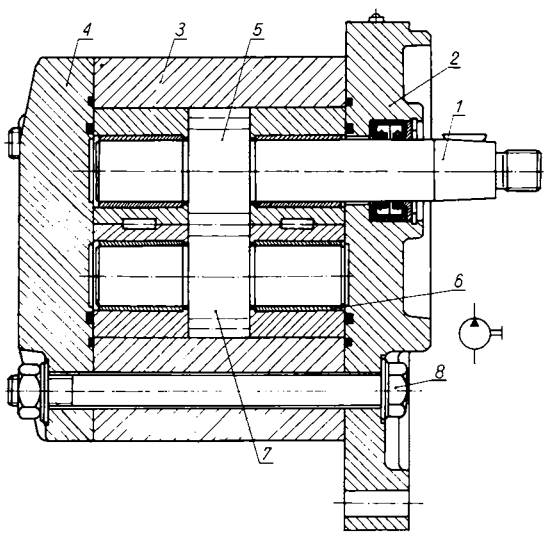
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



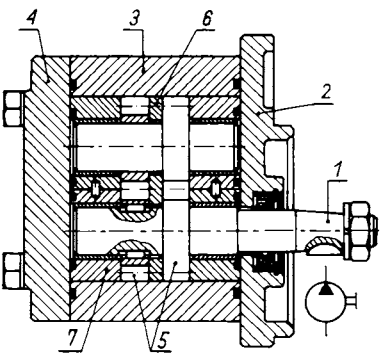
Rys. I-63. Pompa zębata PZ2 według projektu Kombinatu PZL-HYDRAL; *1* — wałek, *2*, *2a* pokrywa przednia, *3* — płyta pośrednia, *4* — kadłub, *5* — pokrywa tylna, *6* — koło czynne, *7* sprzęgło, *8* łożysko, 9 wkładka oporowa, *10* igiełka, *11* łapa, *12* koło bierne

kompensuje się za pomocą wkładek oporowych 9, dociskanych do powierzchni czołowych kół łożyskami, na które po przeciwnej stronie działa siła kompensacji.

Na rys. I-64 przedstawiono pompę typu PZ3 o podwyższonych parametrach w stosunku do pomp PZ2. Pompy te są przewidziane do pracy ciągłej przy ciśnieniu do 20 MPa (ciśnienie maksymalne 25 MPa) zarówno jako pompy, jak i silniki. Łożyskowanie jest ślizgowe, dzięki czemu uzyskuje się poważne obniżenie poziomu hałasów. Wydajność właściwa budowanych urządzeń mieści się w zakresie $1 \div 100\ \text{cm}^3$. Maksymalna prędkość obrotowa pomp mniejszych ($q = 10\ \text{cm}^3$) może wynosić 4000 obr/min, a pomp o $q = 10 \div 50\ \text{cm}^3$ wynosi 3000 obr/min, pomp o $q > 50\ \text{cm}^3$ wynosi 2000 obr/min. Wymagana dokładność



Rys. I-64. Pompa zębata PZ3 według projektu Kombinatu PZL-HYDRAL; *1* wałek, *2* pokrywa przednia, *3* kadłub, *4* — pokrywa tylna, *5* koło czynne, *6* łożysko, *7* koło bierne, *8* śruba



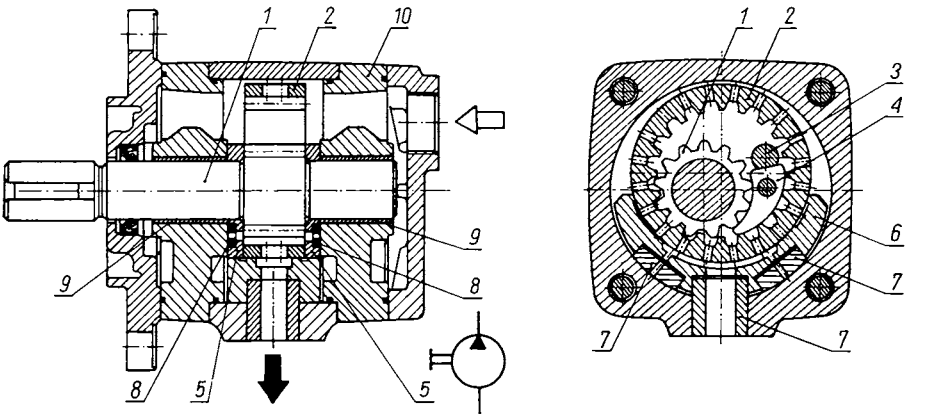
Rys. I-65. Pompa zębata typu DUO firmy BOSCH (RFN); *1* — wałek, *2* pokrywa przednia, *3* kadłub, *4* — pokrywa tylna, *5* — koła zębate, *6* — płyta pośrednia, *7* — łożyska

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

filtracji czynnika roboczego wynosi 25 μm. Dzięki konstrukcji płytowej można montować je jako pompy wielostrumieniowe, napędzane jednym wspólnym wałkiem, mogące zasilać niezależnie układy wieloobwodowe.

Na rys. I-65 przedstawiono konstrukcję pompy zębatej typu DUO, produkowanej przez firmę BOSCH (RFN). Nowością jest wprowadzenie dwóch par identycznych kół zębatych *5*, przestawionych względem siebie o połowę podziałki uzębienia. Koła są oddzielone płytą pośrednią *6*. Konstrukcja taka umożliwia ok. 3,5-krotne zmniejszenie współczynnika nierównomierności wydajności w porównaniu z pompą tradycyjną o dwóch kołach. Wytwórca twierdzi, że uzyskał dzięki temu znaczące zmniejszenie poziomu emisji dźwięku do wartości $65 \div 68$ dB_A. Pompa ta jest produkowana w pięciu wielkościach $q = 5 \div 19$ cm^3. Maksymalne obciążenie ciągłe wynosi 18 MPa, a maksymalne prędkości obrotowe zależnie od wielkości pompy 4000—2000 obr/min. Wymagana dokładność filtracji $25 \div 30$ μm.

Ze względu na omówione poprzednio zalety, szczególnie szybko są rozwijane konstrukcje pomp zębatych o zazębieniu wewnętrznym. Należy im zatem poświęcić więcej uwagi.



Rys. I-66. Pompa zębata typu IPH o zazębieniu wewnętrznym firmy ECKERLE (RFN); *1* — wałek, *2* — wieniec uzębiony, *3* — trzpień, *4* — wkładka sierpowa, *5* — pierścień, *6* — element kompensacji promieniowej, *7* — powierzchnia czynna kompensacji promieniowej, *8* — powierzchnia czynna kompensacji osiowej, *9* — łożysko, *10* — kadłub

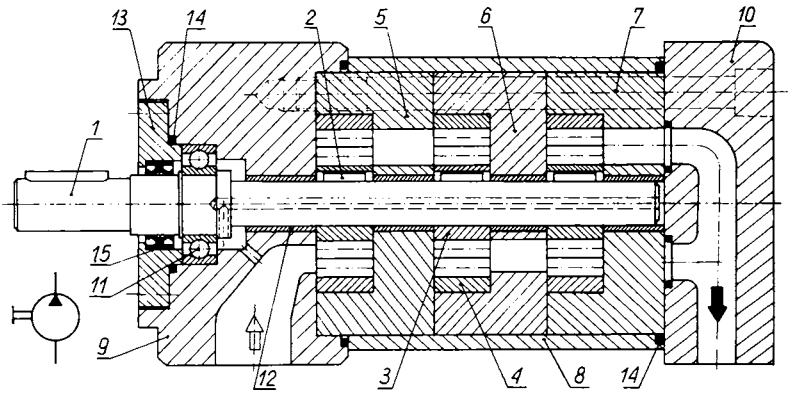
Budowa i zasada działania pompy zębatej firmy O. ECKERLE, produkowanej także na licencji przez firmę VOITH GETRIEBE (RFN), jest przedstawiona na rys. I-66. Uzębiony wałek *1*, osadzony w łożyskach ślizgowych *9*, współpracuje z uzębionym wieńcem *2*. Wieniec jest prowadzony po stronie zewnętrznej za pomocą elementu kompensacji promieniowej *6*, a od wewnątrz za pomocą wkładki sierpowej *4*. Docisk promieniowy elementu *6* do wieńca uzyskuje się, działając ciśnieniem na powierzchnie kompensacji *7*. Wkładka sierpowa *4* jest osadzona wahliwie na trzpieniu *3* umocowanym w kadłubie 10. Wieniec uzębiony jest prowadzony w osi za pomocą pierścieni *5*, ułożyskowanych na wałku. Wręby międzyzębne napełniają się na dużej części obwodu, z małą prędkością i bez zakłóceń. Szczelne oddzielenie przestrzeni ssawnej od

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

tłocznej otrzymuje się dzięki kompensacji luzów promieniowych, za pomocą wkładki *4* i elementu przesuwnego *6* oraz osiowych płytek *5*, dociskanych do powierzchni czołowych kół siłą wywieraną przez ciśnienie działające na powierzchnie kompensacji *8* (rys. I-54b). Spełnione są w ten sposób warunki uzyskania dobrych sprawności w całym zakresie ciśnień roboczych dochodzących do 30 MPa, przedstawionych na rys. I-44. Łożyska *9*, osadzone w elastycznie odkształcalnych wspornikach wewnątrz kadłuba *10*, mają możliwość dostosowywania się do linii ugięcia wałka. Unika się w ten sposób szkodliwych nacisków krawędziowych, przyspieszających zużycie współpracujących części.

W pompie zastosowano zazębienie ewolwentowe oraz niskie zęby, co wraz z kompensacją promieniową służy do osiągnięcia współpracy kół niemal bez luzów. Zmiany objętości międzyzębnej w obszarze współpracy zębów są mniejsze niż w pompie o zazębieniu zewnętrznym. Otwory we wrębach wieńca służą do skutecznego odciążenia międzyzębnej przestrzeni zasklepionej. Wszystko to razem sprawia, przy minimalnej nierównomierności wydajności właściwej dla pomp o zazębieniu wewnętrznym, że pompy te osiągają cichobieżność porównywalną z najlepszymi pod tym względem pompami śrubowymi.

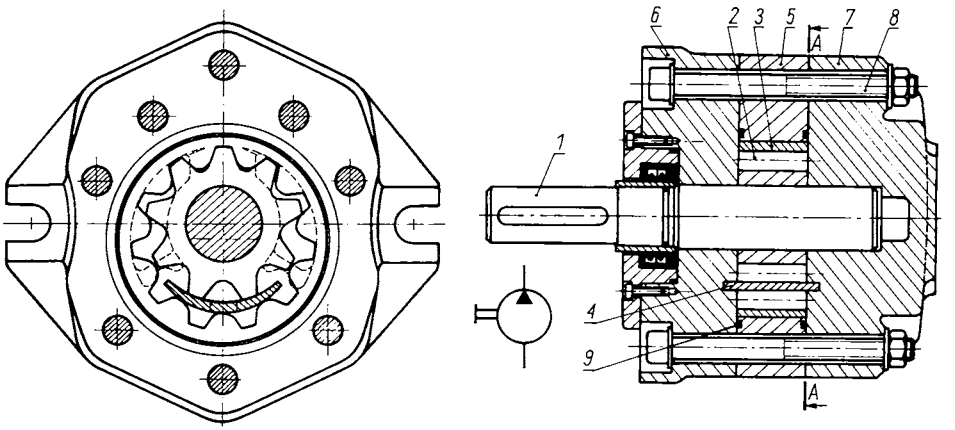
Wyższe ciśnienia robocze osiąga się również, stosując pompy wielostopniowe. Przykładem może być pompa z rys. I-67, firmy BUCHER (RFN), produkowana także na licencji przez firmę KEELAVIT (Wielka Brytania). Trzy szeregowo połączone i we wspólnym korpusie zmontowane pary kół o zazębieniu wewnętrznym, z których każda pracuje przy różnicy ciśnień $\Delta p_g = 10$ MPa, umożliwiają osiągnięcie ciśnienia roboczego równego 30 MPa. Koła czynne *3* każdego stopnia, osadzone za pomocą wpustu *2* na wałku *1*, współpracują z uzębionymi wewnętrznie kołami *4*. Część pompowa wałka jest łożyskowana ślizgowo w łożyskach *12*. Łożysko toczne przednie *11* przejmuje obciążenia wałka od układu napędowego pompy. Oddzielenie przestrzeni ssawnej od tłocznej otrzymuje się za pomocą wkładki sierpowej (rys. I-33b). Dla kół zespołu wirnikowego przyjęto specjalne *zazębienie Truningera*, odznaczające się bardzo małą krzywizną zarysu zęba. Uzyskuje się przez to praktycznie całkowitą likwidację międzyzębnej przestrzeni zasklepionej w obszarze współ-



Rys. I-67. Trójstopniowa pompa zębata o zazębieniu wewnętrznym firmy BUCHER (RFN); *1* – wałek, *2* – wpust, *3* – koło zębate czynne, *4* – wieniec uzębiony, *5, 6, 7* – pierwszy, drugi, trzeci stopień, *8* – kadłub, *9, 10, 13* – pokrywy, *11, 12* – łożyska, *14, 15* – pierścień uszczelniający

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

pracy zębów, na długości odcinka przyporu. Fakt ten, a także mała nierównomierność wydajności, właściwa pompom o zazębieniu wewnętrznym, sprawia, że poziom emitowanych przez pompę hałasów jest niski, niewiele większy niż 70 dB. Naciski powierzchniowe współpracujących zarysów są znacznie mniejsze niż dla zębów o zarysie ewolwentowym. Każdy stopień jest obciążony jednakowo obciążeniem wywołanym przez ciśnienie międzystopniowe o wartości 10 MPa, a więc zużycie jest mniejsze i równomierne dla wszystkich stopni; sprzyja to zwiększeniu trwałości eksploatacyjnej pomp. Pompy te można wykonywać także jako wielostrumieniowe. Cechą szczególnie godną podkreślenia jest dość duża niewrażliwość pompy na zanieczyszczenia. Producent zaleca instalowanie filtru siatkowego o oczkach 0,2 mm na ssaniu.

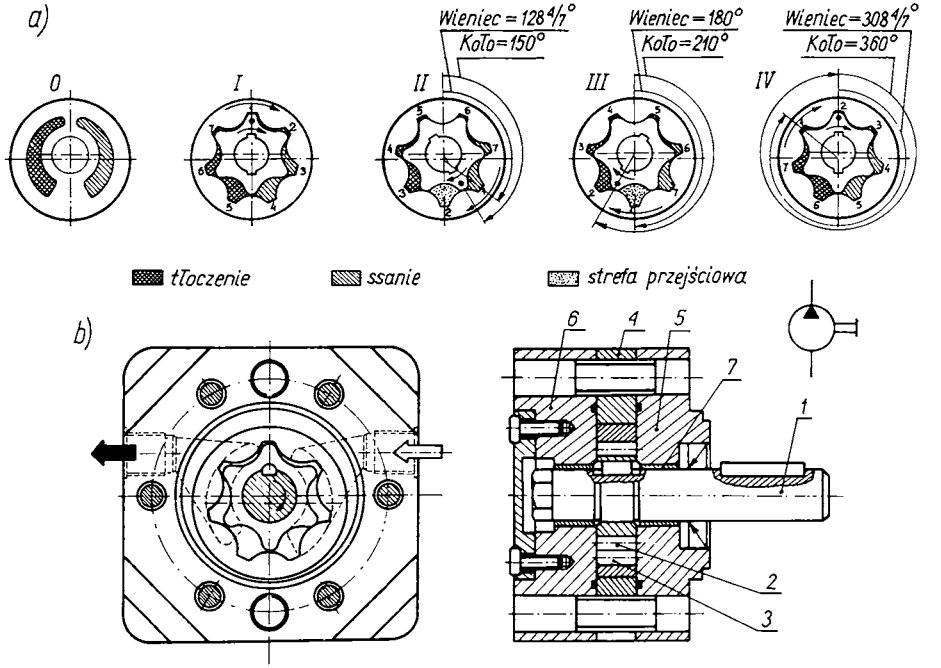


Rys. I-68. Pompa zębata o cykloidalnym zazębieniu wewnętrznym firmy ZOLLERN HYDRAULIK (RFN); *1* — wałek, *2* — koło zębate, *3* — wieniec uzębiony, *4* — wkładka sierpowa, *5, 6, 7* — płyty kadłubowe — środkowa, przednia i tylna, *8* — śruba złączna, *9* — pierścień uszczelniający

Na rys. I-68 przedstawiono pompę o zazębieniu wewnętrznym i o zarysie zębów wg hipocykloidy o łukach połówkowych, zgodnie z rys. I-57, dla której $z_2 - z_1 = 11 - 9 = 2$ [16]. Osadzone na wałku *1* koło zębate *2* współpracuje z wewnętrznie uzębionym wieńcem *3*. Odcięcie przestrzeni ssawnej od tłocznej, po przeciwległej stronie bieguna zazębienia, uzyskuje się za pomocą wkładki sierpowej *4*. Zespół wirnikowy pracuje w płycie środkowej *5*, zamkniętej szczelnie pokrywami przednią *6* i tylną *7*. W płycie środkowej, wykonanej z żeliwa sferoidalnego, obraca się wieniec zębaty. Łożyskowanie wieńca w płycie oraz wałka w pokrywie jest ślizgowe, ze starannie zaprojektowanym smarowaniem hydrodynamicznym. Do uszczelnienia płaszczyzn podziału kadłuba służą pierścienie o przekroju kołowym. Obciążenia osiowe wywołane ciśnieniem cieczy oraz odkształcenia pokryw, wykonanych ze stopu aluminium, są przenoszone przez śruby złączne, w których należy także uwzględnić naprężenia wywołane rozszerzalnością cieplną elementów. Muszą być zatem wymiarowane według zasad obowiązujących przy obliczaniu złącz śrubowych z napięciem wstępnym.

Hipocykloidalny zarys oraz jego korekcja, w celu poprawienia warunków współpracy zębów, umożliwiają zmniejszenie do minimum martwej przestrzeni międzyzębnej, występującej wówczas, gdy oś zęba pokrywa się z osią symetrii

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-69. Pompa zębata gerotorowa firmy HELLER (RFN): a) zasada pracy, b) konstrukcja pompy; *1* — wałek, *2* — koło zębate, *3* — wieniec uzębiony, *4, 5, 6* — płyty kadłubowe — środkowa, przednia i tylna, *7* — łożysko ślizgowe

pompy. Dobierając odpowiednio promienie zaokrąglające, uzyskuje się wolno przebiegającą zmianę objętości zasklepionych, a więc ich odciążenie za pomocą długich rowków o zmiennym przekroju, co jest — obok zmniejszenia nierównomierności wydajności — drugim warunkiem cichobieżności pompy. Wszystkie te czynniki oraz łożyskowanie ślizgowe zespołu wirnikowego, a także możliwość dokładnego wykonania zarysu zębów za pomocą szlifowania obwiedniowego, sprawia, że pompy te odznaczają się niską wartością poziomu hałaśliwości.

Na rys. I-69a wyjaśniono zasadę działania pompy o zazębieniu wewnętrznym i o zarysie wg hipocykloidy o łukach całkowitych, zgodnie z rys. I-56, dla której różnica liczb zębów $z_2 - z_1 = 7 - 6 = 1$ [17]. Linia przyporu jest krzywą zamkniętą, a więc wszystkie zęby pracują równocześnie. Sąsiednie przestrzenie międzyzębne są od siebie odcięte. Zespół wirnikowy, składający się z koła wewnętrznego *2* i współpracującego z nim pierścienia *3* wewnętrznie uzębionego, nie ma wkładki sierpowej (rys. I-69b). Oba elementy obracają się wokół swych osi w tym samym kierunku. Podczas obrotu koła wewnętrznego o kąt 180° przestrzenie międzyzębne, połączone z nerką ssawną, zwiększając się są napełniane. W drugiej połowie obrotu objętość komór maleje, a więc odbywa się cykl wypierania cieczy do nerki tłocznej. Ciągła zmiana objętości komór międzyzębnych podczas obrotu wałka jest cechą charakterystyczną dla tego typu pomp. Drugą cechą charakterystyczną pompy jest ruch względny współpracujących kół. Jeżeli wieniec ma siedem zębów, to przy jednym obrocie wałka dozna on

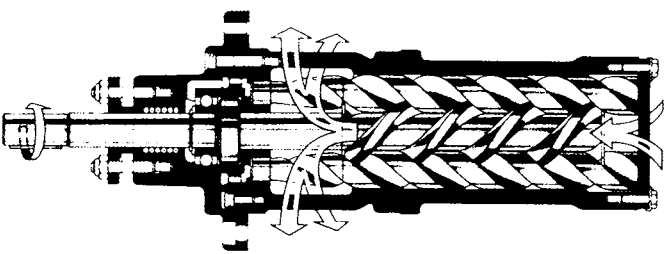
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

względnego przemieszczenia o 1/7 obrotu. Współpracujące zarysy doznają więc poślizgu, co wpływa na dobór materiałów współpracujących kół. Pompy te, jak dotąd, produkuje się bez kompensacji luzów osiowych. Ciśnienia robocze nie przekraczają więc wartości 16 MPa.

3.3. Pompy śrubowe

3.3.1. Zasada działania i systematyka

Pompy śrubowe zalicza się często do pomp zębatych. Za takim ujęciem przemawia to, że przekroje poprzeczne śrub przypominają koła zębate o małej liczbie zębów, a śruby można traktować jako śrubowe koła zębate o bardzo dużej szerokości. Istnieje jednak zasadnicza różnica między klasyczną pompą zębatą a pompą śrubową. W pompach zębatych ciecz jest przenoszona we wrębach międzyzębnych obwodowo, zaś w pompach śrubowych, jak widać z rys. I-70, w bruzdach międzyzwojowych śrub w kierunku zgodnym z ich osią. Śruby obracają się z niezbędnym minimalnym luzem w otworach cylindrycznych nieruchomego kadłuba, w którym z jednej strony znajduje się komora ssawna z drugiej strony komora tłoczna.

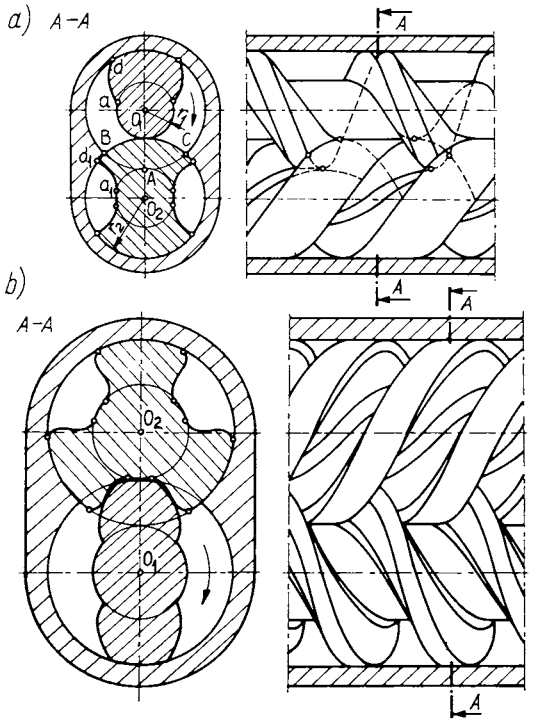


Rys. I-70. Zasada działania pompy śrubowej

W zależności od liczby śrub pompy śrubowe dzielą się na jedno- lub wielośrubowe. *Pompy jednośrubowe* są typowymi pompami do transportu cieczy i nie znajdują zastosowania w hydrostatycznych układach napędowych. Ich konstrukcja wykracza więc poza założony w tytule podręcznika zakres tematyczny. W *pompach wielośrubowych* tylko jedna ze śrub otrzymuje napęd od silnika, jest więc śrubą pędzącą (czynną), pozostałe są pędzone (bierne) i służą do szczelnego zamknięcia bruzd międzyzwojowych, spełniających rolę komór wyporowych pompy oraz do szczelnego oddzielenia komór ssawnej od tłocznej.

Na rys. I-71 przedstawiono zasadę współpracy pomp dwuśrubowych. W pompie wg rys. I-71a śruba czynna jest jednozwojna ($z_1 = 1$), co oznacza, że w przekroju poprzecznym ma tylko jeden wypukły ząb, natomiast śruba bierna jest dwuzwojna ($z_2 = 2$), o wklęsłym profilu powierzchni roboczej śruby. Profil ad śruby czynnej opisuje punkt d_1 śruby biernej, natomiast profil a_1d_1 śruby biernej punkt d śruby czynnej, przy odtaczaniu się po sobie kół o promieniach r_1 i r_2.

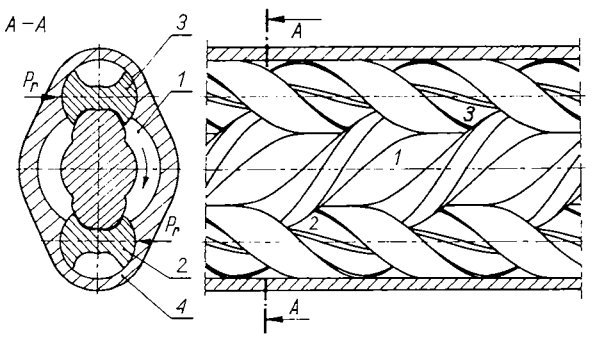
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-71
Współpraca śrub w pompach dwuśrubowych: a) jednozwojnej śruby czynnej z dwuzwojną śrubą bierną, b) dwuzwojnej śruby czynnej z trójzwojną śrubą bierną

Pompa dwuśrubowa (rys. I-71b) ma dwuzwojną ($z_1 = 2$) śrubę czynną, a więc dwuzębny wypukły zarys przekroju poprzecznego oraz trójzwojną ($z_3 = 3$) śrubę bierną o trzech bruzdach międzyzwojowych. Zarys zębów współpracujących śrub jest symetryczny, a profil zarysu ewolwentowo-cykloidalny. Taką zasadę konstrukcji przyjęła dla swoich pomp firma LEISTRITZ (RFN) [20], [21].

Na rys. I-72 przedstawiono pompę trójśrubową, uznawaną za konstrukcję typową i najszerzej stosowaną. Decyduje o tym większa w porównaniu z pompami dwuśrubowymi zwartość konstrukcji (większa wydajność przy podobnych wymiarach i prędkościach obrotowych) oraz pełne odciążenie śruby czynnej od sił promieniowych (symetria usytuowania śrub biernych). Zarys uzwojenia w przekroju poprzecznym śrub jest cykloidalny. Zarys ten zaproponował i opracował szwedzki inżynier C. Montelius [18], a zastosowała go w



Rys. I-72
Współpraca śrub pompy trójśrubowej: *1* – dwuzwojna śruba czynna, *2, 3* – dwuzwojne śruby bierne, *4* – kadłub z cylindrycznymi otworami

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

swoich pompach szwedzka firma IMO. W kraju pompy tego typu, (na licencji szwedzkiej) produkują Zakłady Urządzeń Okrętowych HYDROSTER w Gdańsku [19]. Na ich przykładzie zostaną omówione podstawy teoretyczne pomp śrubowych. Wyprowadzane dla nich równania mogą być łatwo przystosowane do projektowania pomp o dowolnej liczbie śrub [20].

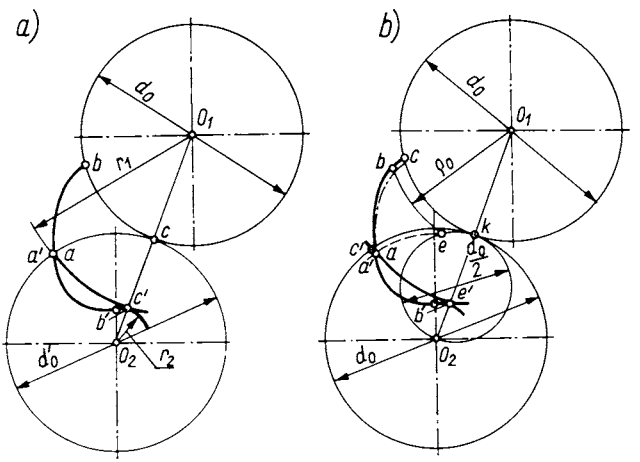
W pompach trójśrubowych, (rys. I-72), trzy zazębiające się dwuzwojne śruby — środkowa czynna, boczne bierne — obracają się w cylindrycznych otworach kadłuba, które dla śrub spełniają rolę łożyska. Podczas tego ruchu obrotowego w bruzdach międzyzwojowych śrub tworzy się uszczelnione komory wyporowe, otwierające się i napełniane samoczynnie w komorze ssawnej pompy. W czasie dalszej fazy obrotu komora wyporowa zostaje zamknięta następnymi, wchodzącymi we współpracę zwojami, a zawarta w niej ciecz przemieszcza się osiowo, jak nakrętka, w stronę komory tłocznej. Po otwarciu w przestrzeni tłocznej komora wyporowa zmniejsza swoją objętość wypierając przetłaczaną ciecz. Proces ten będzie się odbywał nieprzerwanie i bez pulsacji tylko wówczas, gdy czynna długość śrub w otworach cylindrycznych kadłuba będzie większa od skoku linii śrubowych. W przeciwnym przypadku dla określonego kąta obrotu śrub wystąpiłoby bezpośrednie połączenie komór ssawnej i tłocznej. Pompa nie zapewniałaby wówczas pełnej szczelności. Im większa liczba zwojów będzie znajdowała się w otworze cylindrycznym, tym większa będzie liczba komór wyporowych utworzonych przez sąsiednie zwoje śrub. Zasada działania pompy będzie wówczas podobna do pompy wielostopniowej. Zwiększając zatem czynną długość śrub, można uzyskać wysokie ciśnienia robocze (nawet do 25 MPa) i wysokie sprawności objętościowe, co sprawia, że pompy śrubowe mogą być stosowane jako generatory energii ciśnienia. W układach napędowych obrabiarek znajdują zastosowanie już od dawna, natomiast ostatnio obserwuje się wzrastające ich znaczenie w układach napędowych dźwigów towarowych i osobowych. Głównym powodem tego jest ich wyjątkowa cichobieżność, w porównaniu z innymi typami pomp wyporowych. Są również wykorzystywane w hydrostatycznych układach napędowych urządzeń okrętowych [19].

3.3.2. Geometria śrub

Współpracujące śruby w przekroju poprzecznym, jak widać z rys. I-71 i I-72, mają postać odpowiednio wyprofilowanych walcowych kół zębatych. Powierzchnie robocze śrub można ujmować jako powierzchnie uzyskane w wyniku ruchu śrubowego tych przekrojów wokół własnej ich osi. Skok linii śrubowej jest stały, a krotność (zwojność) gwintu równa liczbie zębów w przekroju. W czasie pracy pompy, śruby nie przemieszczają się względem siebie w kierunku osiowym. Współpracę śrub można wobec tego ujmować jako współpracę dwóch walcowych kół zębatych, z tym że na długości śrub jest ich nieskończenie dużo i mają nieskończenie małą szerokość. W dowolnym przekroju poprzecznym śrub zarysy uzębień będą takie same, lecz obrócone względem swoich osi o określony kąt. Śruby czynne i bierne mają przeciwne kierunki nacięć gwintu. Jeśli śruba czynna jest prawozwojna, śruby bierne muszą być lewozwojne. Kierunki obrotów śrub czynnej i biernych są także przeciwne.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Na rys. I-73a przedstawiono zasadę konstrukcji cykloidalnego przekroju poprzecznego współpracujących śrub, o identycznych średnicach kół zasadniczych d_0. Koło zasadnicze o środku O_1 jest związane ze śrubą czynną, zaś koło o środku O_2 ze śrubą bierną. Punkt a, leżący na kole O_2, związany z kołem O_1 odtaczanym po kole O_2 w kierunku przeciwnym do kierunku ruchu wskazówek zegara, opisuje epicykloidę wydłużoną $a'b'$, którą przyjmuje się jako zarys uzębienia śruby biernej. Przy odtaczaniu koła O_2 po kole O_1, zgodnie z kierunkiem ruchu wskazówek zegara punkt a, leżący na kole O_2, a pokrywający się z punktem a', zakreśli epicykloidę ab, przyjmowaną jako zarys zęba śruby czynnej. Otrzymany w ten sposób — w przekroju poprzecznym śrub — zarys zębów zapewnia dwupunktowy styk profili. Punkt a współpracuje z profilem $a'b'$, zaś punkt a' z profilem ab. Przemieszczenie wzajemne współpracujących zarysów odbywa się na zasadzie toczenia. Dwupunktowy styk profili, będący specyfiką ich ukształtowania, nie wynika z potrzeb kinematyki zazębienia, lecz z konieczności zapewnienia szczelności poszczególnych komór wyporowych.



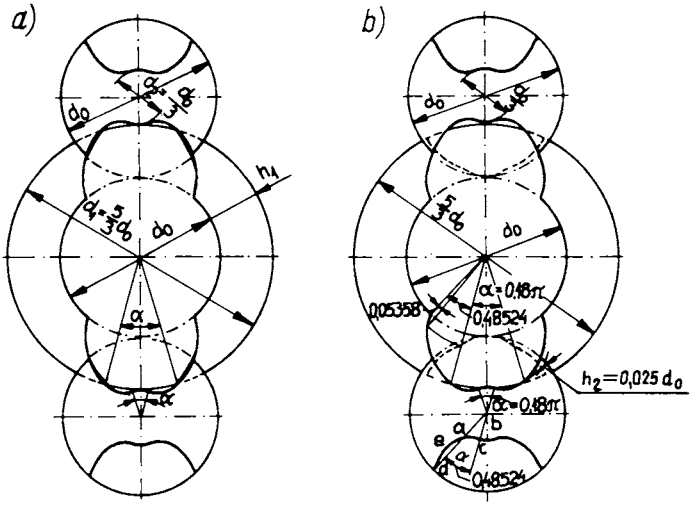
Rys. I-73
Konstrukcja zarysu zwojów śrubowych w przekroju poprzecznym śrub o profilu cykloidalnym:
a) niekorygowanym,
b) korygowanym

Cykloidalny profil zęba śruby czynnej ograniczają promienie — koła głów r_1 i koła zasadniczego $d_0/2$, natomiast śruby biernej — koła zasadniczego $d_0/2$ i rdzenia śruby r_2, przy czym $r_1 + r_2 = d_0$. Liniami przyporu współpracujących zarysów będą dla epicykloidy $a'b'$ i punktu a — łuk koła $a'c'$ o promieniu r_1, a dla epicykloidy ab i punktu a' — łuk $a'c$ koła zasadniczego o średnicy d_0.

Zarys drugiej flanki zęba jest symetryczny. Z rys. I-74a, na którym przedstawiono współpracę śrub typowej pompy trójśrubowej, widać, że rdzeń śruby biernej o promieniu r_2 pozostaje w styczności z kołem głów zęba śruby czynnej w obszarze kąta środkowego α, odpowiadającego kątowi środkowemu szerokości głowy zęba śruby czynnej. Wynika to stąd, że przy identycznych średnicach kół zasadniczych są jednakowe prędkości kątowe śrub czynnej i biernej.

Przyjęcie ustalonego systemu profilowania śrub sprawia, że niezależnie od wymiarów śruby będą geometrycznie podobne, zarówno co do kształtów zębów jak i skoku linii śrubowej. Wszystkie wymiary, z wyjątkiem długości roboczej śrub — przyjmowanej w zależności od zakładanego ciśnienia roboczego śrub,

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-74
Wymiary przekroju poprzecznego śrub pompy trójśrubowej dla zazębienia:
a) niekorygowanego,
b) korygowanego

można wobec tego wyrazić za pomocą jednej wielkości charakterystycznej, którą jest średnica koła zasadniczego d_0. Taka metoda konstruowania śrub zapewnia typizację i normalizację pomp, a także narzędzi do obróbki śrub.

Przyjęto następujące wymiary przekroju poprzecznego i linii śrubowej śrub czynnej i biernych — zgodne z pracą [20] — rys. I-74:

— średnica zewnętrzna (koła głów) śruby czynnej $d_1 = \frac{5}{3}d_0$

— średnica wewnętrzna (koła stóp) śruby czynnej, równa średnicy zewnętrznej (koła głów) śruby biernej d_0

— średnica rdzenia śruby biernej $d_2 = \frac{d_0}{3}$

— kąt środkowy rdzenia śruby biernej równy kątowi środkowemu głowy zęba $\alpha = 0{,}18\pi = 0{,}56549 \approx 32°24'$

— skok śruby $H = \frac{10}{3}d_0$

— kąt pochylenia linii śrubowej $\operatorname{tg}\beta = \frac{H}{\pi d_0} = \frac{10}{3\pi}$; $\beta = 46°41'46''$

— wysokość zęba $h_1 = \frac{d_0}{3}$

— stosunek wysokości zęba do promienia koła zasadniczego $\varkappa_1 = \frac{2h_1}{d_0} = \frac{2}{3}$

Podane wyżej wymiary jako krotność średnicy koła zasadniczego ustalono ze względu na:

— uzyskanie, dla danych wymiarów śrub, możliwie dużego pola powierzchni czynnej śrub, od którego zależy wydajność właściwa pompy,

— możliwość napędu śrub z dużymi prędkościami obrotowymi,

— zapewnienie niezbędnych własności wytrzymałościowych i sztywności śrub,

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

— odciążenie śrub biernych tak, aby przenosiły tylko moment sił tarcia i moment od sił ciśnienia cieczy,

— technologiczność, a więc możliwość dokładnego wykonania śrub w systemie produkcji wielkoseryjnej.

Śruby z teoretycznym zarysem w przekroju poprzecznym, (rys. I-73a) są narażone na szybkie zużycie ostrych naroży profilu w punktach a i a'. Dotyczy to szczególnie śrub biernych, w których wydłużona epicykloida $a'b'$ w punkcie a' tworzy z kołem zewnętrznym kąt ostry o rozwartości 61°40′. Zmniejszenie tego zużycia, a więc podniesienie trwałości pomp, można uzyskać zmniejszając obciążenie śruby biernej oraz stosując korekcję zarysu zazębienia, w wyniku której ostre naroże w punkcie a' zostanie przytępione.

Pełne odciążenie śruby biernej jest niemożliwe. Zawsze będzie ona obciążona siłami tarcia przy współpracy ze śrubą czynną, tarcia w otworze cylindrycznym kadłuba oraz tarciem lepkim przetłaczanej cieczy. Poza tym śruba bierna jest obciążona trudnymi do uchwycenia obciążeniami rozruchowymi, szczególnie niebezpiecznymi ponieważ międzyzwojowe komory wyporowe nie są wówczas wypełnione cieczą.

Korekcja zarysu, polegająca na przytępieniu ostrej krawędzi a' zęba śruby biernej, sfazowaniem promieniowym $a'c'$ (rys. I-73b), pogarsza szczelność wewnętrzną pompy, lecz nie bardziej niż uszkodzenia naroży zarysu teoretycznego, jakie wystąpią po krótkotrwałej nawet eksploatacji pompy. Uszkodzenia te można uważać za równoważne z naturalną korekcją, jaka dokonuje się samoczynnie w czasie pracy pompy. Lepiej wobec tego wprowadzić ją celowo niż zdać się na przypadkowość, tym bardziej, że można w ten sposób uzyskać kompensację profilu zęba śruby czynnej, czego nie będzie w przypadku korekcji naturalnej.

Na rys. I-73b przedstawiono zasadę korekcji zazębienia śrub w przekroju poprzecznym, zaproponowaną przez G. W. Składniewa [20]. Naroże a wypukłego zęba śruby czynnej pokrywa się z punktem a', ograniczającym od wewnątrz promieniowe sfazowanie naroża śruby biernej. Punkt a' leży więc wewnątrz koła zasadniczego śruby biernej. Przy odtaczaniu koła O_1, w kierunku przeciwnym do kierunku wskazówek zegara, po kole O_2 naroże a opisze cykloidę wydłużoną $a'b'$, przyjmowaną jako zarys flanki zęba śruby biernej. Zarys ten po stronie zewnętrznej zamyka faza $a'c'$, którą można traktować jako część hipocykloidy powstałej przy toczeniu koła o średnicy $d_0/2$ wewnątrz koła zasadniczego śruby biernej. Linią przyporu punktu a z profilem $a'b'$, jest łuk kołowy $a'e'$. Odtaczając z kolei koło O_2 po kole O_1, zgodnie z kierunkiem ruchu wskazówek zegara, punkt a' związany z kołem O_2 zakreśli epicykloidę skróconą, przyjmowaną jako zarys flanki zęba śruby czynnej. Linią przyporu tocznej współpracy tych profili jest łuk kołowy o promieniu ae. Ponieważ punkt a' nie leży na kole O_2, to nie może opisać zęba na całej jego wysokości. Część bc zarysu, która ma współpracować z fazą promieniową $a'c'$ otrzymuje się przy odtaczaniu koła o promieniu $d_0/2$ po kole O_1. Jest to również epicykloida. Łuk ek na kole odtaczanym wyznacza linię przyporu współpracujących profili $a'c'$ i bc. Profil zęba śruby czynnej jest więc opisany łukami epicykloid ab i bc, schodzących się w punkcie b, leżącym na kole o promieniu ϱ_0 przechodzącym przez punkt e,

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

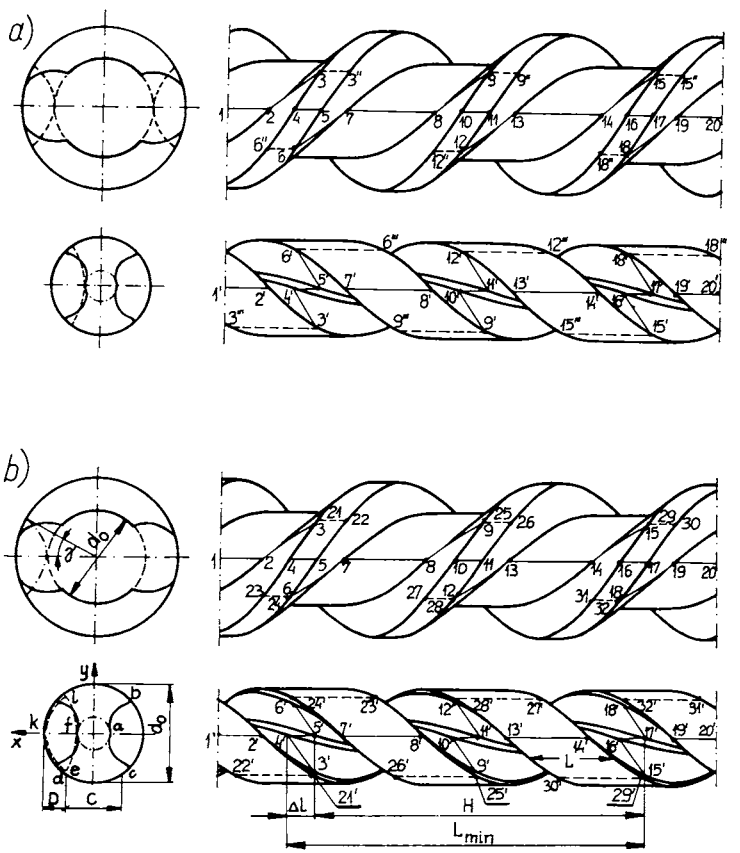
wspólny dla linii przyporu *ae* (łuk koła o promieniu $0{,}475d_0$) oraz *ek* (łuk koła o promieniu $d_0/4$).

Na rys. I-73b linią punktową naniesiono dla porównania zarys profilu niekorygowanego. Z porównania obu zarysów widać, że wprowadzając korekcję uzyskuje się pogrubienie wypukłego zęba śruby czynnej oraz zwiększenie kąta między profilami *c'a'* oraz *a'b'* w okolicy punktu *a'* do wartości 151°16'.

Na rys. I-74b podano wymiary podstawowe określające wymiary kątowe korygowanego uzębienia śrub w przekroju poprzecznym dla sfazowania $a'c' = h_2 = 0{,}025d_0$, a więc ustalonego stosunku wysokości sfazowania i promienia koła zasadniczego

$$\varkappa_2 = \frac{2h_2}{d_0} = 0{,}05$$

Na rys. I-75 przedstawiono linie styku śrub czynnej o wypukłym zarysie uzębienia i biernej o wklęsłym. W przypadku profilu niekorygowanego (rys. I-75a) styk współpracujących śrub wystąpi wzdłuż linii *1-2-3-...-18-19-20* na śrubie czynnej i wzdłuż linii *1'-2'-3'-...-18'-19'-20'* na śrubie biernej. Przykładowo zwój śruby czynnej, linia *3-4* współpracuje z odpowiadającym zwojem śruby



Rys. I-75. Współpraca śrub czynnej i biernej dla zazębienia: a) niekorygowanego, b) korygowanego

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

biernej wzdłuż linii *3'-4'*, a zwój śruby biernej — linia *2'-3'* — ze zwojem śruby czynnej wzdłuż linii *2-3*. Śruby, jak uprzednio wspomniano, stykają się również odpowiadającymi sobie powierzchniami cylindrycznymi. I tak np. linia *4-5* na tworzącej cylindrycznej zewnętrznej powierzchni śruby czynnej pozostaje w styczności z tworzącą *4'-5'* cylindrycznej powierzchni rdzenia śruby biernej, a tworzącą *7-8* rdzenia śruby czynnej z tworzącą *7'-8'* na zewnętrznej powierzchni walcowej śruby biernej. Łamana linia współpracy zwojów śrubowych jest nieprzerwana, ponieważ linia przyporu współpracy zębów w przekroju poprzecznym jest linią zamkniętą. Kształt jej powtarza się periodycznie co połowę skoku H wzdłuż długości śruby. Współpracujące śruby uszczelniają się zatem wzajemnie, a zakładając, że wykonane zostały idealnie, żadnych szczelin między nimi nie będzie.

Na śrubach, linią kreskową oznaczono tworzące krawędzi nachodzących na siebie nawierceń cylindrycznych w kadłubie pompy. Na śrubie czynnej są to linie *3-3''*; *9-9''*,... oraz *3'''-3'*, *9'''-9'*.... Linie te wyznaczają granicę styku zewnętrznych powierzchni cylindrycznych śrub z powierzchniami wewnętrznymi nawierceń w kadłubie pompy. Odcinki bruzd międzyzwojowych znajdujące się w otworach nawierceń kadłuba są szczelnie zamknięte. Nie ma więc również możliwości (teoretycznie) przepływu cieczy przez zewnętrzne powierzchnie cylindryczne gwintu.

W śrubach o zarysie korygowanym, (rys. I-75b) linie współpracy śrub mają podobny przebieg, jak w przypadku zarysów niekorygowanych. Linia styku *2'-3'*, *6'-7'*,... na śrubie biernej ma jednak nieco inny przebieg niż poprzednio. Współpraca ze śrubą czynną przebiega początkowo wg linii śrubowej po powierzchni odpowiadającej punktowi *a'* (rys. I-73b), a później przechodzi na zewnętrzną powierzchnię walcową (punkt *c'* na rys. I-73b). Nie zmienia to jednak istoty wzajemnego uszczelnienia śrub czynnej i biernych, jeśli rozważać wymiary teoretyczne.

Linie *21-22*, *25-26*,..., *23-24*, *27-28*,... na śrubie czynnej oraz *22'-21'*, *26'-25'*,..., *24'-23'*, *28'-27'*,... na śrubie biernej, wyznaczające wspólne tworzące, nachodzących na siebie otworów cylindrycznych kadłuba nie przechodzą przez punkty przecięcia się kół zewnętrznych obu śrub w przekroju poprzecznym (rys. I-75b). Punkty *3-21*, *6-24*, *9-25*,... na śrubie czynnej oraz *3'-21'*, *6'-24'*, *9'-25'*,... na śrubie biernej, nie pokrywają się. W miejscach tych poszczególne odcinki bruzd międzyzwojowych, zamkniętych w otworach kadłuba, są z sobą połączone. Wynika stąd, że zastosowanie korekcji uzębienia w przekroju poprzecznym pogarsza szczelność wewnętrzną pompy. Pogorszenie to, ze względu na niewielką wartość $h_2 = 0{,}025d_0$, nie ma praktycznie większego znaczenia. Teoretyczny profil na skutek naturalnego zużycia również dozna przytępienia, a pompa szybko utraci swą pierwotną szczelność wewnętrzną. Lepiej wobec tego zastosować korekcję niż zdać się na przypadkowe, często bardziej niekorzystne, ukształtowanie się profilu zazębienia.

Szczelność między sąsiednimi bruzdami międzyzwojowymi śrub nie gwarantuje szczelności pompy jako całości, a więc hermetycznego oddzielenia komór ssawnej od tłocznej. Bruzdy międzyzwojowe współpracujących śrub łączą się bowiem ze sobą. Z rys. I-72 widać, że bruzda *1* śruby czynnej ma bezpośrednie

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

połączenie z bruzdami *2* i *3* śrub biernych. Jest wobec tego możliwe, że sąsiednie bruzdy utworzą zygzakowaty łańcuch, którego jeden koniec w danym momencie łączy się z komorą tłoczną, a drugi z komorą ssawną. Można udowodnić [20], [21], że układ śrub zamkniętych w otworach kadłuba zapewni hermetyczność odcięcia komór ssawnej od tłocznej, jeśli spełniony będzie warunek

$$z_1 = k(z_2 - 1) \tag{I-164}$$

gdzie: z_1, z_2 — krotność linii śrubowej identyczna z liczbą zębów w przekroju poprzecznym śruby czynnej i biernej, k — liczba śrub biernych.

Zależność (I-164) dotyczy pomp, w których śruba czynna ma wypukły zarys uzębienia w przekroju poprzecznym. Łatwo sprawdzić, że pompy wg rys. I-71 i I-72 spełniają ten warunek.

W przypadku gdy śruba czynna ma wklęsły profil w przekroju poprzecznym warunek ten przyjmuje postać

$$z_1 = k(z_2 + 1) \tag{I-165}$$

z porównania obu zależności widać, że dla tych samych wartości k i z_2 liczba zębów (krotność linii śrubowej) z_1 będzie mniejsza jeśli śruba czynna będzie miała wypukły profil przekroju poprzecznego. Profil taki przyjmuje się powszechnie w budowie pomp śrubowych. Przemawiają za tym również względy wytrzymałościowe, gdyż pole powierzchni przekroju poprzecznego śruby czynnej, przenoszącej pełny moment silnika napędowego, jest większe.

Warunek szczelności układu śrub będzie ważny tylko wówczas, gdy śruby będą miały odpowiednią długość roboczą, zamkniętą w otworach cylindrycznych kadłuba. W typowej pompie trójśrubowej, (rys. I-72) jeśli przyjąć kierunek obrotu śruby czynnej zgodny z kierunkiem strzałki, to zwoje współpracujących śrub, zamykające bruzdy międzyzwojowe, będą przesuwać się w prawo. Po lewej stronie znajduje się komora ssawna, w której odbywa się napełnianie i zamykanie bruzd międzyzwojowych, a po prawej komora tłoczna, w której bruzdy się otwierają, a ciecz zostaje z nich wyparta. Szczelne odcięcie obu komór będzie miało miejsce tylko wtedy, gdy na długości roboczej śrub będzie zawsze co najmniej jedna para sąsiednich, wzajemnie zamykających się zwojów współpracujących śrub. Niezbędna do tego minimalna długość robocza śrub, zgodnie z rys. I-75b, będzie wynosić

$$L_{min} = H + \Delta l$$

gdzie H — skok linii śrubowej, Δl — maksymalna, mierzona wzdłuż osi śruby szerokość uszczelniania bruzd międzyzwojowych. Odcinek Δl linii $4'$-$5'$ można wyznaczyć przyjmując za podstawę kąt środkowy rdzenia śruby biernej, równy $\alpha = 0{,}18\pi$, z proporcji

$$\Delta l = \frac{\alpha}{2\pi} H = \frac{0{,}18\pi}{2\pi} H = 0{,}09H$$

Minimalna długość robocza śrub wynosi wobec tego

$$L_{min} = 1{,}09H = 1{,}09 \frac{10}{3} d_0 = 3{,}6333 d_0 \tag{I-166}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

W praktyce wymiar ten przyjmuje się nie mniejszy niż $(1{,}2 \div 1{,}5)H$, a więc nie mniej niż $(4 \div 5)d_0$. Oznacza to, że na długości roboczej śrub może przypadać większa liczba zamkniętych w kadłubie bruzd międzyzwojowych. Każdą z nich można traktować jako jeden stopień pompy wielostopniowej. Uzyskuje się w ten sposób obniżenie spadku ciśnienia dla każdej zamkniętej w bruzdzie przestrzeni tyle razy w stosunku do ciśnienia roboczego pompy, ile pełnych skoków linii śrubowej mieści się na długości roboczej śrub L. W takim wykonaniu pompa może pracować przy wysokich ciśnieniach roboczych, bez znaczącego obniżenia wydajności. O stopniu szczelności pompy decyduje oczywiście pełna liczba skoków z śruby, zamkniętych w otworach kadłuba. Długość robocza śrub wynosi zatem

$$L = (z + 0{,}09)H \tag{I-167}$$

Przyjmując z stopni tłoczenia, należy się liczyć z tym, że istnieją takie położenia śrub w kadłubie, dla których bruzdy międzyzwojowe znajdujące się po stronie ssawnej już się zamknęły, a te po stronie tłocznej jeszcze się nie „otworzyły". Liczba komór międzyzwojowych zamkniętych w kadłubie będzie wówczas wynosić nie z, lecz $(z+1)$. Periodyczna zmiana liczby komór między z na $(z+1)$ jest powodem pojawienia się nierównomierności wydajności. W porównaniu z innymi typami pomp, wartość jej jest pomijalnie mała.

3.3.3. Wydajność

Z zasady działania pompy śrubowej wynika, że ciecz zamknięta w bruzdach międzyzwojowych śrub przemieszcza się ruchem postępowym. Po jednym obrocie śrub ciecz przemieści się na odległość równą ich skokowi. Jej objętość jest równa objętości wrębów międzyzwojowych na długości skoku i tożsama z *wydajnością właściwą pompy*, równą

$$q = FH \tag{I-168}$$

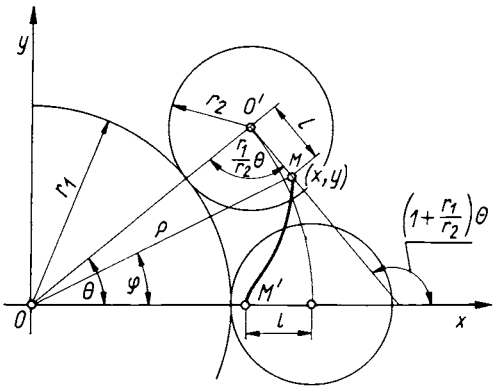
gdzie F — pole powierzchni czynnej śrub, równe różnicy pola powierzchni przekroju poprzecznego otworów cylindrycznych kadłuba i pola powierzchni przekroju poprzecznego śrub, H — skok śrub.

Wzór ten jest ogólnie ważny dla pomp śrubowych, niezależnie od zarysu uzębienia śrub w przekroju poprzecznym. W przypadku typowej pompy trójśrubowej, o korygowanym cykloidalnym zarysie przekroju poprzecznego, wszystkie poszczególne pola powierzchni przekroju poprzecznego śrub i otworów, w których śruby te pracują, są geometrycznie podobne. Można je wobec tego ujmować jako krotność kwadratu średnicy koła zasadniczego, przyjmowanej jako charakterystyczny wymiar pompy.

Kontury pól przekroju poprzecznego otworów i śrub wyznaczają łuki kół, segmenty epicykloid oraz sfazowania promieniowe naroży wklęsłego profilu śruby biernej. Zagadnienie wyznaczenia pola powierzchni czynnej F pompy śrubowej sprowadza się zatem do obliczenia pól powierzchni opisanych wycinkami epicykloid.

Na rys. I-76 przedstawiono epicykloidę zakreśloną przez punkt M związany z kołem O', o promieniu r_2 przy odtaczaniu po kole zasadniczym O, o promieniu

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-76
Konstrukcja epicykloidy

r_1. *Równania parametryczne epicykloidy* w układzie współrzędnych prostokątnych mają postać

$$x = (r_1 + r_2)\cos\theta - l\cos\left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right)\theta$$
$$y = (r_1 + r_2)\sin\theta - l\sin\left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right)\theta \qquad \text{(I-169)}$$

Pole pod dowolną krzywą można obliczyć z ogólnego wzoru

$$F_i = \frac{1}{2}\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \varrho^2 \,\mathrm{d}\varphi \qquad \text{(I-170)}$$

Współrzędne ϱ i φ w układzie biegunowym wyznacza się ze wzoru (I-169) jako

$$\varrho^2 = x^2 + y^2 \quad \text{i} \quad \varphi = \operatorname{arctg}\frac{y}{x}$$

Ponieważ x i y są funkcjami parametru θ, to

$$\mathrm{d}\varphi = \frac{x\dfrac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}\theta} - y\dfrac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}\theta}}{x^2 + y^2}\mathrm{d}\theta$$

Podstawiając ϱ^2 i $\mathrm{d}\varphi$ do równania (I-170), otrzymuje się

$$F_i = \frac{1}{2}\int_{\theta_1}^{\theta_2}\left(x\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}\theta} - y\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}\theta}\right)\mathrm{d}\theta \qquad \text{(I-171)}$$

Po podstawieniu zmiennych x i y wg zależności (I-169) i ich pochodnych do (I-171) otrzymuje się ostatecznie wzór na pole, określonego kątami θ_1 i θ_2, wycinka powierzchni pod epicykloidą

$$F_i = \left[(r_1 + r_2)^2 + l^2\left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right)\right]\frac{\theta_2 - \theta_1}{2} -$$
$$- \frac{1}{2}(r_1 + r_2)\left(2\frac{r_2}{r_1} + 1\right)\left(\sin\frac{r_1}{r_2}\theta_2 - \sin\frac{r_1}{r_2}\theta_1\right) \qquad \text{(I-172)}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

zależność między ϱ i θ można wyznaczyć z równania

$$\varrho^2 = x^2 + y^2 = (r_1 + r_2)^2 + l^2 - 2l(r_1 + r_2)\cos\frac{r_1}{r_2}\theta$$

z którego po przekształceniach otrzymuje się

$$\cos\frac{r_1}{r_2}\theta = \frac{(r_1 + r_2)^2 + l^2 - \varrho^2}{2l(r_1 + r_2)} \tag{I-173}$$

zaś związek między φ i θ przyjmuje postać

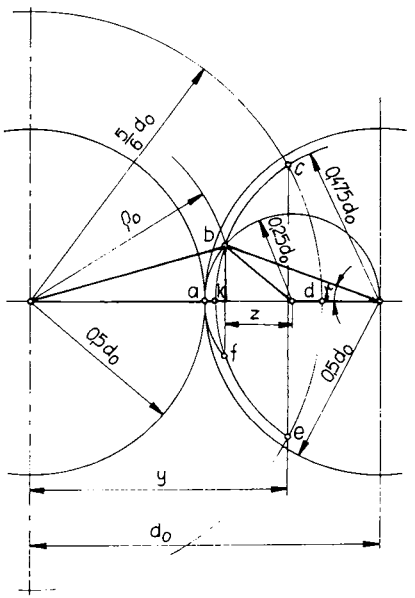
$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{y}{x} = \frac{(r_1 + r_2)\sin\theta - l\sin\left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right)\theta}{(r_1 + r_2)\cos\theta - l\cos\left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right)\theta} \tag{I-174}$$

Pole powierzchni wycinka kołowego F_k o promieniu ϱ_k i kącie środkowym α_k zgodnie z wyrażeniem (I-170) oblicza się ze wzoru

$$F_k = \frac{\varrho_k^2 \alpha_k}{2} \tag{I-175}$$

Wyprowadzone wyżej wzory umożliwiają obliczenie *pola powierzchni czynnej pompy śrubowej*. Aby tego dokonać należy obliczyć pole powierzchni przekroju poprzecznego każdej śruby oraz pole powierzchni otworów cylindrycznych, w których śruby pracują.

Pole powierzchni przekroju poprzecznego śruby czynnej. Korygowany profil uzębienia w przekroju poprzecznym śrub (rys. I-73b oraz I-74b) opisują łuki dwóch epicykloid, które łączą się w punkcie *b*.



Rys. I-77
Linia przyporu korygowanych zarysów śrub w przekroju poprzecznym

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Punkt ten leży na kole o promieniu ϱ_0 przechodzącym przez punkt przecięcia się kół (rys. I-77) odtaczanego o promieniu $0{,}25d_0$ i koła o promieniu $0{,}475d_0$.

Promień ϱ_0 daje się wyznaczyć na podstawie rys. I-77 z równości

$$\varrho_0^2 = (d_0 - 0{,}475d_0\cos\gamma)^2 + (0{,}475d_0\sin\gamma)^2 =$$
$$= d_0^2 + (0{,}475d_0)^2 - 2\cdot 0{,}475d_0^2\cos\gamma$$

Z trójkąta równoramiennego o bokach $0{,}475d_0$ i $0{,}25d_0$ otrzymuje się $\cos\gamma = \frac{0{,}475d_0}{2\cdot 0{,}25d_0} = 0{,}95000$ oraz $\varrho_0 = 0{,}56844d_0$.

Profil zęba śruby czynnej u jego nasady (profil *bc* na rys. I-73*b*) opisuje epicykloida wg rys. I-76 przy $r_1 = 0{,}5d_0$, $r_2 = 0{,}25d_0$ oraz $l = 0{,}25d_0$. Podstawiając te dane do równań I-169, otrzymuje się równania epicykloidy o postaci:

$$x = \left(\frac{3}{4}\cos\theta - \frac{\cos 3\theta}{4}\right)d_0$$
$$y = \left(\frac{3}{4}\sin\theta - \frac{\sin 3\theta}{4}\right)d_0$$

Promień ϱ dla tej części epicykloidy zmienia się od $\varrho_1 = r_1 = 0{,}5d_0$ do $\varrho_2 = \varrho_0 = 0{,}56844d_0$. Graniczne wartości kątów θ i φ, odpowiadające tym wartościom ϱ_1 i ϱ_2, obliczone ze wzorów (I-173) i (I-174) wynoszą odpowiednio:

$\cos 2\theta_1 = 1$; $\quad \theta_1 = 0$
$\cos 2\theta_2 = 0{,}80500$; $\quad \theta_2 = 0{,}31756 \approx 18°11'42''$
$\operatorname{tg}\varphi_1 = 0$; $\quad \varphi_1 = 0$
$\operatorname{tg}\varphi_2 = 0{,}05364$; $\quad \varphi_2 = 0{,}05358 \approx 3°04'12''$

Podstawiając otrzymane wartości do wzoru (I-172), otrzymuje się pole powierzchni wycinka zęba u jego nasady (rys. I-74b)

$$F_1 = [0{,}37500(\theta_2 - \theta_1) - 0{,}18750(\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1)]d_0^2 = 0{,}00785d_0^2$$

Górną część profilu zęba śruby czynnej opisuje łuk *ab* epicykloidy (rys. I-73b), dla której $r_1 = r_2 = 0{,}5d_0$ oraz $l = 0{,}475d_0$. Równania ogólne (I-169) przyjmują, dla tych danych, następującą postać:

$$x = (\cos\theta - 0{,}475\cos 2\theta)d_0$$
$$y = (\sin\theta - 0{,}475\sin 2\theta)d_0$$

Promień ϱ epicykloidy zmienia się w przedziale od $\varrho_1 = \varrho_0 = 0{,}56844d_0$ do $\varrho_2 = \frac{5}{6}d_0$. Zgodnie z równaniami (I-173) i (I-174):

$\cos\theta_1 = 0{,}95000$; $\quad \theta_1 = 0{,}31756 \approx 18°11'42''$
$\cos\theta_2 = 0{,}55914$; $\quad \theta_2 = 0{,}97745 \approx 56°00'14''$
$\operatorname{tg}\varphi_1 = 0{,}05364$; $\quad \varphi_1 = 0{,}05358 \approx 3°\ 4'12''$
$\operatorname{tg}\varphi_2 = 0{,}52729$; $\quad \varphi_2 = 0{,}48524 \approx 27°48'\ 8''$

Pole powierzchni wycinka zęba śruby czynnej wyznacza się również ze wzoru (I-172).

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Podstawiając do wzoru obliczone wyżej wartości, otrzymuje się

$$F_2 = [0{,}72562(\theta_2 - \theta_1) - 0{,}71250(\sin\theta_2 - \sin\theta_1)]d_0^2 = 0{,}11059d_0^2$$

Pole powierzchni F_3 wycinka koła o promieniu $\frac{5}{6}d_0$ i o kącie środkowym $d = 0{,}18\pi = 0{,}56549$, odpowiadającym głowie zęba (rys. I-74), zgodnie ze wzorem (I-175) wynosi

$$F_3 = \frac{\alpha\varrho^2}{2} = \frac{0{,}56549 \cdot 25}{2 \cdot 36} d_0^2 = 0{,}19635d_0^2$$

Pole powierzchni F_4 pozostałej części rdzenia śruby czynnej opisuje koła o promieniu $\varrho = 0{,}5d_0$ i kącie środkowym równym różnicy kąta pełnego i kąta odpowiadającego szerokości dwóch zębów, a więc:

$$\alpha_k = 2\pi - 2(2 \cdot 0{,}48524 + 0{,}56549) = 3{,}21125 \approx 183°59'28''$$

Podstawiając dane te do wzoru (I-175), otrzymuje się:

$$F_4 = \frac{\alpha_k \varrho^2}{2} = \frac{3{,}21125}{2 \cdot 4} d_0^2 = 0{,}40141d_0^2$$

Pole powierzchni przekroju poprzecznego śruby czynnej wynosi

$$F_1 = 4(F_1 + F_2) + 2F_3 + F_4 = [4(0{,}00785 + 0{,}11059) + 2 \cdot 0{,}19635 + 0{,}40141]d_0^2$$

$$F_1 = 1{,}26787d_0^2 \qquad \text{(I-176a)}$$

Pole powierzchni przekroju poprzecznego śruby biernej. Epicykloida opisująca profil wrębu ma dla przyjętych wymiarów śruby następujące parametry: $r_1 = r_2 = 0{,}5d_0$ i $l = \frac{5}{6}d_0$

Podstawiając je do wzorów (I-169), otrzymuje się:

$$x = \left(\cos\theta - \frac{5}{6}\cos 2\theta\right)d_0$$

$$y = \left(\sin\theta - \frac{5}{6}\sin 2\theta\right)d_0$$

Promień ϱ epicykloidy (rys. I-76) zmienia się od $\varrho_1 = \frac{d_0}{6}$ do $\varrho_2 = 0{,}475d_0$. Odpowiadające tym promieniom wartości graniczne kątów θ i φ, obliczone ze wzorów (I-173) i (I-174), wynoszą:

$\cos\theta_1 = 1;$ $\quad \theta_1 = 0$
$\cos\theta_2 = 0{,}88129;$ $\quad \theta_2 = -0{,}49221 \approx -28°12'5''$
$\operatorname{tg}\varphi_1 = 0;$ $\quad \varphi_1 = 0$
$\operatorname{tg}\varphi_2 = 0{,}52729;$ $\quad \varphi_2 = 0{,}48524 \approx 27°48'8''.$

Parametr θ_2 przyjmuje wartości ujemne, ponieważ koło odtaczane toczy się po kole zasadniczym w kierunku przeciwnym od tego, który przyjęto na rys. I-76.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Pole powierzchni F_5 pod krzywą, które w tym przypadku jest różnicą pól *abca* (rys. I-74) i *adea*, ponieważ kąt φ w przedziale całkowania początkowo wzrasta, a później maleje. Ze wzoru (I-172) otrzymuje się

$$F_5 = [1{,}19444(\theta_2 - \theta_1) - 1{,}25(\sin\theta_2 - \sin\theta_1)]d_0^2 = 0{,}00280d_0^2$$

Pole powierzchni F_6, wycinka koła o promieniu $\frac{d_0}{6}$ i kącie środkowym $\alpha = 0{,}18\pi = 0{,}56549$, zgodnie ze wzorem (I-175), wynosi

$$F_6 = \frac{0{,}56549}{2 \cdot 36} d_0^2 = 0{,}00785d_0^2$$

Pole powierzchni F_7 pozostałej części przekroju poprzecznego śruby, określonego promieniem $\varrho = \frac{d_0}{2}$ oraz kątem

$$\alpha_k = 2\pi - 2(2 \cdot 0{,}48524 + 0{,}56549) = 3{,}21125 \approx 183°59'28''$$

wynosi

$$F_7 = \frac{3{,}21125}{2 \cdot 4} d_0^2 = 0{,}40141d_0^2$$

Poszukiwane *pole powierzchni przekroju poprzecznego śruby biernej* wynosi

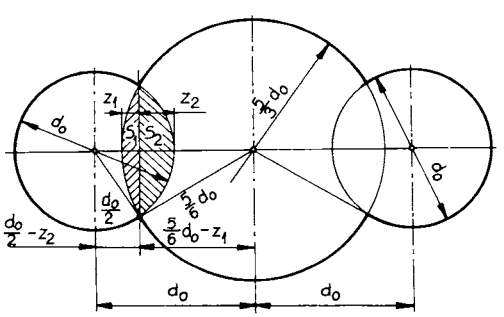
$$F_{II} = 4F_5 + 2F_6 + F_7 = (4 \cdot 0{,}00280 + 2 \cdot 0{,}00785 + 0{,}40141)d_0^2 = \\ = 0{,}42832d_0^2 \qquad \text{(I-176b)}$$

Pole powierzchni przekroju poprzecznego otworów kadłuba. Pole to wyznacza się na podstawie rys. I-78 ze związków:

$$\left(\frac{5}{6}d_0 - z_1\right) + \left(\frac{d_0}{2} - z_2\right) = d_0$$

$$\frac{25}{36}d_0^2 - \left(\frac{5}{6}d_0 - z_1\right)^2 = \frac{d_0^2}{4} - \left(\frac{d_0}{2} - z_2\right)^2$$

skąd otrzymuje wysokości strzałek $z_1 = \frac{d_0}{4}$ i $z_2 = \frac{2d_0}{9}$. Pole powierzchni S_1, dla $z_1 = \frac{d_0}{9}$ i $r = \frac{5}{6}d_0$ oraz S_2, dla $z_2 = \frac{2}{9}d_0$ i $r = \frac{d_0}{2}$ wynoszą odpowiednio $S_1 = 0{,}06249d_0^2$ i $S_2 = 0{,}12996d_0^2$.



Rys. I-78
Przekrój poprzeczny kadłuba

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Pole powierzchni otworów w kadłubie wynosi zatem

$$F_{III} = \pi\left(\frac{5}{6}d_0\right)^2 + 2\pi\left(\frac{d_0}{2}\right)^2 - 2(S_1 + S_2) = 3{,}36757d_0^2 \qquad \text{(I-176c)}$$

Pole powierzchni czynnej pompy trójśrubowej z korygowanym zarysem uzębienia ma więc ostatecznie wartość

$$F = F_{III} - (F_I + 2F_{II}) = 1{,}24307d_0^2 \qquad \text{(I-177)}$$

Dla zarysu niekorygowanego pole powierzchni czynnej wynosi

$$F = 1{,}25250d_0^2 \qquad \text{(I-178)}$$

Jest to wartość nieco większa, ponieważ jak widać z rysunku I-73b, korekcja zarysu sprawia, że ząb jest grubszy. Pole powierzchni czynnej pompy trójśrubowej, przy założonych wymiarach śrub jako krotności średnicy koła zasadniczego nie zależy od wartości kąta środkowego α [20].

Wydajność właściwa pompy trójśrubowej, zgodnie ze wzorem (I-168) dla $H = \frac{10}{3}d_0$, wynosi:

— dla zarysu korygowanego

$$q = FH = 1{,}24307d_0^2\frac{10}{3}d_0 = 4{,}1436d_0^3 \qquad \text{(I-179)}$$

— dla zarysu niekorygowanego

$$q = FH = 1{,}2525d_0^2\frac{10}{3}d_0 = 4{,}175d_0^5 \qquad \text{(I-179a)}$$

Wydajność teoretyczna pompy Q_{gt} wyznacza się zgodnie z definicją (I-42) jako iloczyn wydajności właściwej i prędkości obrotowej wałka pompy. Jednostki, w których otrzymuje się wynik, zależą od jednostek, w których wyraża się średnicę d_0 oraz prędkość obrotową n.

3.3.4. Obciążenia śrub

3.3.4.1. Momenty

Teoretyczny moment obrotowy na wale pompy śrubowej wyznacza się podstawiając wyrażenie (I-179) do wzoru (I-43a)

$$M_{gt} = \frac{q}{2\pi}\Delta p = \frac{4{,}1436}{2\pi}d_0^3\Delta p = 0{,}6595d_0^3\Delta p \qquad \text{(I-180)}$$

Zależność tę można również przedstawić w następującej postaci

$$M_{gt} = \frac{H}{2\pi}F\Delta p = \frac{H}{2\pi}P_o \qquad \text{(I-180a)}$$

opisującej związek momentu z siłą osiową P_o działającą na powierzchnię czynną pompy F, przy różnicy ciśnień Δp między komorami tłoczną i ssawną. Kierunek

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

tego oddziaływania jest przeciwny do kierunku tłoczenia, a siła P_o daje moment przeciwny co do znaku z momentem na wale pompy.

Przyjmując korygowany zarys uzębienia oraz zakładając zgodnie z rys. I-75b, że komora tłoczna pompy znajduje się po stronie prawej, to *siła całkowita osiowa na śrubie biernej* będzie mogła być obliczona jako iloczyn Δp i różnicy pól powierzchni dwóch figur *abca* i dwóch figur *dklfed* $P_{o\,II} = (2F_{abca} - 2F_{dklfed})\Delta p$.

Pole powierzchni dwóch figur *abca* daje się wyznaczyć jako różnicę pola powierzchni koła o średnicy d_0 i pola powierzchni F_{II} wg wzoru (I-176b) i wynosi

$$2F_{abca} = \frac{\pi d_0^2}{4} - 0{,}4283 d_0^2 = 0{,}3571 d_0^2$$

Pole powierzchni dwóch figur *dklfed*, opisujących linię przyporu zarysów zazębienia w przekroju poprzecznym, jest równe polu powierzchni w kształcie soczewki ograniczonej kołami o promieniu $\frac{5}{6} d_0$ i $\frac{d_0}{2}$ (rys. I-78) i polu figury *abcdefa* (rys. I-77).

Pole powierzchni soczewkowatej $(S_1 + S_2)$ zostało obliczone przy okazji wprowadzenia wzoru (I-176c) i wynosi

$$S_1 + S_2 = 0{,}0625 d_0^2 + 0{,}1300 d_0^2 = 0{,}1925 d_0^2$$

Pole powierzchni figury *abcdefa* (rys. I-77) jest równe sumie pól powierzchni odcinków kół *cdec*, *cefkbc* oraz powierzchni sierpowej *abkfa*. W celu obliczenia tych pól należy określić odległości y i z wg rysunku I-77. Daje się tego dokonać z równości

$$\left(\frac{5}{6} d_0\right)^2 - y^2 = (0{,}475 d_0)^2 - (d_0 - y)^2$$

$$(0{,}25 d_0)^2 - z^2 = (0{,}475 d_0)^2 - (z + 0{,}25 d_0)^2$$

po rozwiązaniu których otrzymuje się $y = 0{,}7344 d_0$ oraz $z = 0{,}2012 d_0$.

Pole powierzchni odcinka *cdec* koła o promieniu $\frac{5}{6} d_0$ i wysokości strzałki $\frac{5}{6} d_0 - y = 0{,}0989 d_0$ wynosi $0{,}0526 d_0^2$. Pole powierzchni odcinka *cefkbc* koła o promieniu $0{,}475 d_0$ i wysokości strzałki $0{,}475 d_0 - (d_0 - y) = 0{,}2094 d_0$ jest równe $0{,}1159 d_0^2$. Pole powierzchni sierpowej *abkfa* określa się jako różnice odcinków koła o promieniu $0{,}25 d_0$ i strzałce $(0{,}25 d_0 - z)$ oraz koła o promieniu $0{,}475 d_0$ i strzałce $0{,}475 d_0 - (0{,}25 d_0 + z) = 0{,}0238 d_0$ i przyjmuje wartość $0{,}0051 d_0^2$. Pole powierzchni figury *abcdefa* wynosi wobec tego

$$(0{,}0526 + 0{,}1159 + 0{,}0051) d_0^2 = 0{,}1736 d_0^2$$

a pole powierzchni dwóch figur *dklfed*

$$2F_{dklfed} = (0{,}1925 + 0{,}1736) d_0^2$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Siła osiowa obciążająca powierzchnię czynną śruby biernej ma więc wartość

$$P_{oII} = [0{,}3571 d_0^2 - (0{,}1925 + 0{,}1736) d_0^2] \Delta p = -0{,}0090 d_0^2 \Delta p$$

Jej obliczenia dokonano, przy założeniu, że ciśnienia panujące w bruzdach międzyzwojowych zamkniętych w otworach kadłuba nie dają żadnego dodatkowego obciążenia. Na śrubę działają tylko ciśnienie tłoczenia w otwierającej się bruzdzie po stronie tłoczenia i ciśnienie ssania w bruzdzie zamykanej po stronie ssania pompy. Znak minus oznacza, że na śrubę bierną działa siła osiowa skierowana w stronę komory tłocznej. Jej wartość, jeśli przyjąć, że ciśnienie w komorze ssawnej pompy jest znikomo małe w porównaniu z ciśnieniem tłoczenia równym ciśnieniu nominalnemu pompy p_n, wynosi

$$P_{oII} = -0{,}0090 d_0^2 (p_2 - p_1) = -0{,}0090 d_0^2 p_n \tag{I-181}$$

Siłę osiową na śrubie czynnej można obliczyć w podobny sposób. Prościej jednak będzie skorzystać z tego, że całkowite oddziaływanie ciśnienia tłoczenia na układ śrub jest iloczynem powierzchni czynnej pompy śrubowej (wzór (I-177)) i nominalnego ciśnienia roboczego pompy, czyli

$$P_{oI} + 2P_{oII} = 1{,}2431 d_0^2 p_n$$

skąd

$$P_{oI} = 1{,}2431 d_0^2 p_n - 2(-0{,}0090 d_0^2 p_n) = 1{,}2611 d_0^2 p_n \tag{I-182}$$

P_o ma wartość dodatnią. Oznacza to, że siła osiowa obciążająca śrubę czynną ma kierunek przeciwny do kierunku tłoczenia pompy.

Teoretyczne momenty obrotowe obciążające śruby oblicza się podstawiając do (I-180a) wartość (I-181) lub (I-182), w wyniku czego otrzymuje się:

— dla śruby czynnej

$$M_{tI} = \frac{H}{2\pi} P_{oI} = \frac{10}{3 \cdot 2\pi} 1{,}2611 d_0^3 p_n = 0{,}6691 d_0^3 p_n \tag{I-183}$$

— dla śruby biernej

$$M_{tII} = -\frac{H}{2\pi} P_{oII} = -\frac{10}{3 \cdot 2\pi} 0{,}0090 d_0^3 p_n = -0{,}0048 d_0^3 p_n \tag{I-184}$$

Ujemna wartość momentu na śrubie biernej dowodzi, że śruby te wprawiane są w ruch oddziaływaniem ciśnienia tłoczenia cieczy. Jego wartość nie zmienia jednak wartości momentu zewnętrznego, jaki należy przyłożyć do wałka pompy. Dowodzi tego proste obliczenie:

$$M_{gt} = M_{tI} + 2M_{tII} = (0{,}6691 - 2 \cdot 0{,}0048) d_0^3 p_n = 0{,}6595 d_0^3 p_n \tag{I-185}$$

którego wynik jest tożsamy ze wzorem (I-180).

Moment M_{tII} przemnożony przez prędkość obrotową daje moc krążącą w układzie śruba czynna — straty szczelinowe — śruba bierna — śruba czynna. Niewielka jego wartość ok. 0,7% wartości momentu na śrubie czynnej dowodzi, że śruby bierne nie przenoszą praktycznie żadnych obciążeń, spełniając jedynie rolę elementów uszczelniających bruzdy międzyzwojowe śruby czynnej.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Wartości momentów rzeczywistych będą większe od obliczonych wyżej momentów teoretycznych zależnych, jak widać ze wzorów (I-183), (I-184) i (I-185), tylko od ciśnienia roboczego. Śruby, mimo iż wzajemne ich siłowe oddziaływanie jest niewielkie, muszą przenosić dodatkowo momenty tarcia śrub w otworach kadłuba, tarcia w łożyskach i podporach hydrostatycznych oraz tarcia lepkiego przetłaczanej cieczy. Ujmuje się to za pomocą *sprawności hydrauliczno-mechanicznej* η_{hmg}. *Moment rzeczywisty obciążający śrubę czynną*, zgodnie z definicją (I-60)

$$M_g = \frac{M_{gt}}{\eta_{hmg}} = \frac{0{,}6595 d_0^3}{\eta_{hmg}} \Delta p \tag{I-186}$$

3.3.4.2. Obciążenia osiowe

Siły działające wzdłuż osi śrub pochodzą od działania ciśnienia na powierzchnie robocze uzwojeń oraz na powierzchnie przekroju poprzecznego śrub. Oddziaływania ciśnienia na powierzchnie robocze śrub określone są wzorami (I-182) i (I-181). Siły osiowe na powierzchnie czołowe śrub — przy założeniu, że są w pełni poddane działaniu ciśnienia w komorze tłocznej lub ssawnej, oblicza się jako iloczyn powierzchni przekroju poprzecznego śrub i ciśnienia p_n. Pola powierzchni przekroju poprzecznego śrub określają wzory (I-176a) i (I-176b). Siły osiowe od ciśnienia na powierzchnie czołowe przyjmują zatem wartości, odpowiednio dla:

— śruby czynnej

$$F_{\mathrm{I}} \Delta p = 1{,}2679 d_0^2 p_n$$

— śruby biernej

$$F_{\mathrm{II}} \Delta p = 0{,}4283 d_0^2 p_n$$

Sumując te wartości z wartościami wg wzorów (I-182) i (I-181) otrzymuje się *pełne obciążenia osiowe*:

— śruby czynnej

$$(1{,}2679 + 1{,}2611) d_0^2 p_n = 2{,}5290 d_0^2 p_n \tag{I-187}$$

— śruby biernej

$$(0{,}4283 - 0{,}0090) d_0^2 p_n = 0{,}4193 d_0^2 p_n \tag{I-188}$$

działające w kierunku przeciwnym do kierunku tłoczenia.

Jeśli założyć, że śruby zamykają szczelnie otwory w kadłubie pompy, to suma całkowitych sił wzdłużnych działających na śruby powinna być równa iloczynowi pola powierzchni otworów i ciśnienia roboczego, a więc

$$(2{,}5290 + 2 \cdot 0{,}4193) d_0^2 p_n = 3{,}3676 d_0^2 p_n$$

Porównując ten rezultat ze wzorem (I-176c) widać, że jest tak rzeczywiście.

Wartości sił osiowych na śrubach o ustalonym profilu uzębienia oraz określonych wymiarach śrub zależą, jak widać ze wzorów, tylko od ciśnienia roboczego pompy. Przy niewielkich ciśnieniach ($\leqslant 1$ MPa) siły mogą być przenoszone na powierzchniach czołowych śrub współpracujących bezpośrednio

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

z pokrywą czołową (rys. I-70), zamykającą kadłub pompy. Przy wyższych ciśnieniach stosuje się podparcie hydrostatyczne. Końcówki śrub (rys. I-80) otrzymują postać tłoczków podpartych hydrostatycznie.

Śruba czynna pompy kończy się wałkiem napędowym, wychodzącym z kadłuba pompy. Zmniejszeniu ulega więc siła osiowa, ponieważ pole przekroju poprzecznego wałka nie jest poddane działaniu ciśnienia tłoczenia, lecz tylko ciśnienia atmosferycznego. Rozpatrując przypadek najogólniejszy, tzn. taki w którym śruba czynna ma po stronie ssawnej podparcie hydrostatyczne tłoczkiem o średnicy d_2, a wałek napędowy ma średnicę d_1, to *obciążenie osiowe śruby czynnej* będzie miało wartość

$$P_{\mathrm{I}} = 2{,}5290 d_0^2 \Delta p - \frac{\pi d_1^2}{4}(p_2 - p_a) - \frac{\pi d_2^2}{4}\Delta p =$$

$$= (2{,}5290 d_0^2 - 0{,}7854 d_2^2)\Delta p - 0{,}7854 d_1^2 (p_2 - p_a) \qquad \text{(I-189)}$$

gdzie $\Delta p = p_2 - p_1$; p_2, p_1; p_a — odpowiednio ciśnienia tłoczenia, ssania i atmosferyczne.

Zakładając, że ciśnienie ssania jest bliskie atmosferycznemu wzór (I-189) przyjmuje postać

$$P_{\mathrm{I}} = [2{,}5290 d_0^2 - 0{,}7854(d_1^2 + d_2^2)]\Delta p \qquad \text{(I-190)}$$

Obciążenie osiowe śruby biernej, jeśli średnicę tłoczka podpory hydrostatycznej oznaczyć przez d_3, będzie miało wartość

$$P_{\mathrm{II}} = (0{,}4193 d_0^2 - 0{,}7854 d_3^2)\Delta p \qquad \text{(I-191)}$$

W praktyce konstruktorskiej nie zakłada się pełnego odciążenia śrub biernych, ponieważ jakiekolwiek odchyłki od założeń mogą prowadzić do zmiany znaku obciążenia, a to wymagałoby obustronnego podpierania śrub. Wymiary podparcia dobiera się wobec tego w taki sposób, aby w każdych warunkach pracy pompy istniało niewielkie obciążenie osiowe śrub, zawsze o tym samym kierunku (zwykle w stronę komory ssawnej), równoważone podparciem czołowym. Śrubę czynną można odciążać w pełni, ponieważ jej wałek napędowy jest uchwycony w łożysku tocznym, a to może przenosić ewentualnie niezrównoważone w pełni obciążenia osiowe w obu kierunkach.

Podparcie hydrostatyczne śrub po stronie ssawnej pompy równoważy obciążenie osiowe śrub pompy w ruchu ustalonym. W okresie rozruchu, kiedy nie osiąga się jeszcze ciśnienia tłoczenia, śruba powinna przenosić siłę osiową w styku metalicznym nie przekraczając *maksymalnego dopuszczalnego nacisku powierzchniowego*

$$k = \frac{P}{F_n} \leqslant k_{dop}$$

gdzie: P — niezrównoważone obciążenie osiowe śruby, F_n — pole powierzchni czołowej śruby pomniejszonej o to, co przypada na rowki, sfazowania i otwór zasilający. W przypadku gdy pompa tłoczy olej mineralny, wartość k_{dop} przyjmuje się $0{,}2 \div 0{,}4$ MPa.

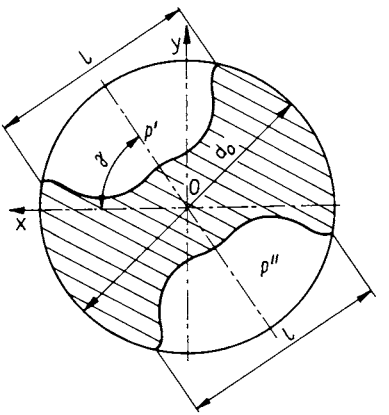
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

3.3.4.3. Obciążenia promieniowe

Śruba czynna typowej pompy trójśrubowej jest promieniowo w pełni odciążona. Oddziaływanie dwóch symetrycznie względem niej usytuowanych śrub biernych znoszą się. Znoszą się również siły od ciśnienia cieczy, ponieważ każdej bruzdzie międzyzwojowej (rys. I-75b) odpowiada druga krzyżowo przebiegająca bruzda po przeciwległej stronie śruby.

Śruby bierne współpracują ze śrubą czynną jednostronnie. Każdy wrąb międzyzwojowy jest zamknięty na połowie skoku linii śrubowej i daje w efekcie jeden stopień ciśnienia. Na długości śruby będzie wobec tego kilka bruzd, w których ciśnienia będą różne. Wyjątkiem są odcinki końcowe śrub, z których jeden łączy się z komorą ssawną, drugi z komorą tłoczną.

Na obciążenia promieniowe śrub biernych składają się obciążenia od ciśnienia cieczy w bruzdach międzyzwojowych oraz od ciśnienia na zewnętrznych powierzchniach zwojów. Niżej dokonane zostanie uproszczone, lecz wystarczające dla potrzeb praktyki konstruktorskiej obliczenie wartości tych sił.



Rys. I-79
Przekrój poprzeczny śruby biernej

Linie współpracy śrub w bruzdzie międzyzwojowej np. *3'-4'-5'-6'* (rys. I-75b) przyjmuje się dla uproszczenia jako leżącą w płaszczyźnie prostopadłej do osi śruby w połowie odcinka *4'-5'*. Konsekwencją tego uproszczenia jest przyjęcie jednakowego ciśnienia w każdym normalnym przekroju bruzdy. Na rys. I-79 przedstawiono przekrój poprzeczny śruby biernej, bruzdy której są obciążone ciśnieniami p' i p'', przy czym $p'' > p'$. Elementarna siła promieniowa od ciśnienia cieczy w bruzdach na wysokości d_z, mierzonej prostopadle do płaszczyzny przekroju wynosi

$$dP = (p'' - p')l d_z$$

gdzie l — cięciwa profilu bruzdy.

Składowymi tej siły działającymi wzdłuż osi układu współrzędnych będą:

$$dP_x = (p'' - p)l\cos\gamma dz$$
$$dP_y = (p'' - p')l\sin\gamma dz$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Podstawiając

$$dz = \frac{H}{2\pi} d\gamma$$

oraz całkując w przedziale od $\gamma = 0$ do $\gamma = \pi$, otrzymuje się:

$$P_x = \frac{(p'' - p')lH}{2\pi} \int_0^{\pi} \cos\gamma d\gamma = 0$$

$$P_y = \frac{(p'' - p')lH}{2\pi} \int_0^{\pi} \sin\gamma d\gamma = \frac{(p'' - p')lH}{\pi}$$

Wypadkowe działanie promieniowe od ciśnienia cieczy w bruzdzie śruby biernej, na wysokości $\frac{H}{2}$ jest więc prostopadłe do płaszczyzny, w której leżą osie śrub. Ponieważ cięciwie l odpowiada, zgodnie z poprzednimi obliczeniami, kąt środkowy $(32°24'00'' + 2 \cdot 27°48'08'') = 88°00'16''$, to:

$$l = d_0 \sin\frac{88°00'16''}{2} = 0{,}6955 d_0$$

a więc

$$P_y = \frac{0{,}6955 \cdot 10}{3\pi}(p'' - p')d_0^2 = 0{,}738(p'' - p')d_0^2$$

Dla wszystkich bruzd zamkniętych w otworze kadłuba *całkowita siła promieniowa* działająca w bruzdach śruby biernej ma wartość

$$P'_y = \Sigma P_y = 0{,}738 d_0^2 \Delta p \qquad \text{(I-192)}$$

ponieważ $\Delta p = p_2 - p_1 = p'' - p'$

Z rys. I-75b widać, że — podobnie jak poprzednio — składowa na kierunek osi x siły promieniowej od ciśnienia cieczy działającego na zewnętrzne powierzchnie cylindryczne śrub biernych jest równa zeru, ponieważ każda powierzchnia — np. *27'-28'-30'-29'-27'* przedniej części śruby ma odpowiadającą jej powierzchnię *32'-28'-25'-31'-32'* w części tylnej, a więc oddziaływania na nie znoszą się.

Składową siły promieniowej wzdłuż osi można wyznaczyć jako

$$P''_y = l_n(C + D)\Delta p$$

gdzie l_n — grubość zwoju linii śrubowej.

Wymiar $(C + D)$ na rys. I-75b można wyznaczyć z rysunku I-78 jako

$$C + D = d_0 - z_2 = d_0 - \frac{2}{9} d_0 = \frac{7}{9} d_0$$

Grubość zwoju linii śrubowej można obliczyć z zależności

$$l_n = \frac{\alpha_k}{2 \cdot 2\pi} H$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

gdzie kąt $\alpha_k = 3{,}2112$ został wyznaczony przy obliczaniu powierzchni F_7 w punkcie 3.2.3.

Wobec tego

$$l_n = \frac{3{,}212}{2 \cdot 2\pi} \frac{10}{3} d_0 = 0{,}853 d_0$$

a więc

$$P''_y = 0{,}853 \frac{7}{9} d_0^2 \Delta p = 0{,}663 d_0^2 \Delta p \tag{I-193}$$

Całkowita siła promieniowa obciążająca śrubę bierną jest sumą sił wg wzorów (I-192) i (I-193)

$$P_r = P'_y + P''_y = (0{,}738 + 0{,}663) d_0^2 \Delta p = 1{,}401 d_0^2 \Delta p \tag{I-194}$$

Siła ta, jak widać z rysunku I-72 dociska jedną śrubę bierną w prawo, a druga w lewo, zawsze zgodnie z kierunkiem obrotu śruby czynnej. Istnienie tych sił potwierdza praktyka eksploatacji. Zużycie przeciwległych powierzchni otworów pod śruby w czasie dłuższej eksploatacji pomp jest największe.

Współpraca śrub biernych z otworami kadłuba występuje na powierzchni dwa razy większej, ponieważ śruba jest dwuzwojna; na długości skoku dwa zwoje śrubowe pozostają w kontakcie z otworami, a więc powierzchnia współpracy wynosi

$$2 l_n (C + D) z = 1{,}326 z d_0^2$$

gdzie z — liczba skoków roboczej części śrub.

Średnia wartość nacisku powierzchniowego między śrubą a tuleją daje się obliczyć jako

$$k = \frac{1{,}401 d_0^2 \Delta p}{1{,}326 z d_0^2} = 1{,}06 \frac{\Delta p}{z} \tag{I-195}$$

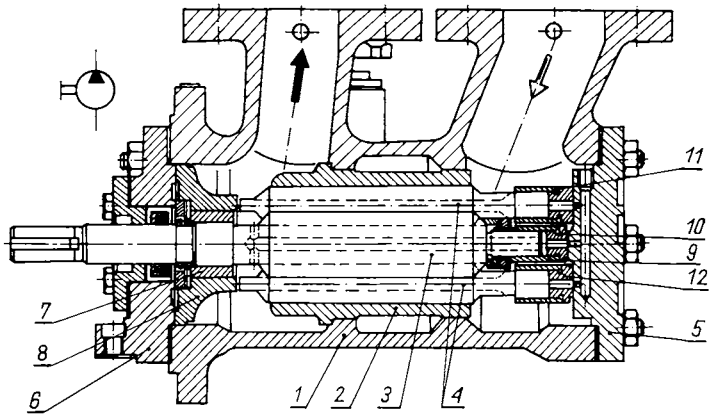
Ze wzoru tego wynika, że nacisk jest stosunkiem ciśnienia roboczego $\Delta p \approx p_n$ i liczby skoków roboczej części śruby. Jego wartość ogranicza wobec tego ciśnienie, jakie może dać pompa dla danej długości śrub.

Wartość dopuszczalna nacisków powierzchniowych zależy od własności smarnych przetłaczanej cieczy oraz rodzaju materiałów, z których wykonano śruby i kadłub, względnie tuleję w kadłubie i nie przekracza 3,0 MPa.

3.3.5. Przykłady konstrukcji

Na rys. I-80 przedstawiono pompę typu AAH produkowaną w Zakładach Urządzeń Okrętowych HYDROSTER, Gdańsk. Pompa ta jest produkowana w czterech wielkościach, o wydajności właściwej od 81,6 do 307,6 cm^3. Nominalne ciśnienie tłoczenia wynosi 2,5 MPa, a nominalna prędkość obrotowa 1450 min^{-1}. Maksymalne prędkości obrotowe pomp o mniejszych wydajnościach dochodzą do 3000 obr/min, natomiast dla pomp o największej wydajności do 2400 obr/min.

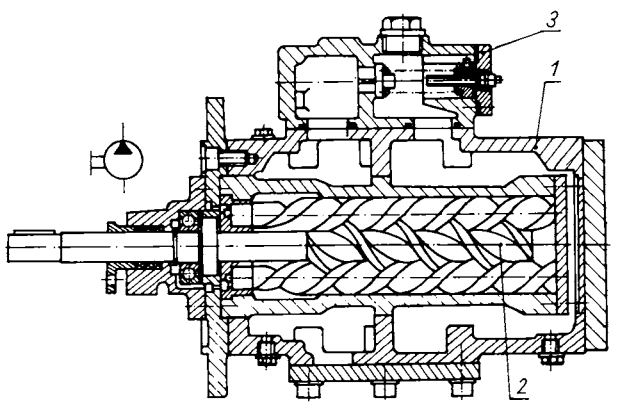
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-80. Pompa śrubowa typu AAH produkcji ZUO HYDROSTER Gdańsk; *1* — kadłub, *2* — tuleja, *3* — śruba czynna, *4* — śruby bierne, *5*, *6* — pokrywa tylna i przednia, *7* — tłoczek odciążający, *8* — pokrywa, *9*, *11* — tuleja, *10*, *12* — stopka oporowa

W kadłubie *1* jest wprasowana tuleja, w której pracują śruba czynna *3* oraz śruby bierne *4*. Kadłub z króćcami (ssawnym i tłocznym) zamyka pokrywa tylna *5* i przednia *6*. Siła osiowa występująca na śrubie czynnej jest kompensowana za pomocą tłoczka odciążającego *7*. Pokrywa *8* poddana ciśnieniu tłoczenia uszczelnia komorę dławnicową wałka napędowego, w której panuje niskie ciśnienie, nieznacznie tylko większe od ciśnienia w komorze ssawnej. Gwarantuje to, nie pokazany na rysunku, zawór zwrotny w kanale łączącym komorę dławnicową z komorą ssawną. Przeciwległa cylindryczna końcówka śruby czynnej współpracuje z tuleją *9* i stopką oporową *10*. Otwór w osi śruby czynnej łączy komorę tłoczną z układem tulei i stopki oporowej, dociskanej do pokrywy tylnej. Ciśnienie tłoczenia, odpowiednimi nawierceniami w pokrywie tylnej *5* jest doprowadzone również do podparcia (tuleja *11* i stopka oporowa *12*) śrub biernych, kompensując w ten sposób siłę osiową, którą są obciążone.

Rys. I-81 przedstawia konstrukcję pompy, typu PDF produkowaną przez firmę BORNEMANN (RFN). W kadłubie *1* wmontowano kompletną pompę śrubową wg rys. I-70. Na kadłubie jest zamontowany także nastawny zawór przelewowy *3*. Śruba czynna jest również jak w rozwiązaniu poprzednim,

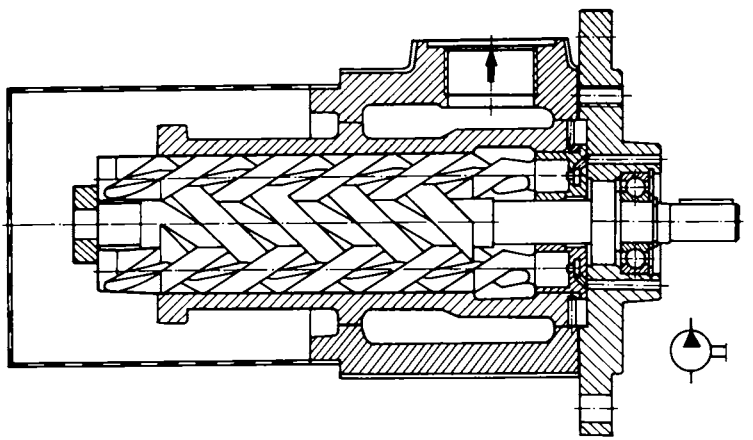


Rys. I-81
Pompa śrubowa typu PDF firmy Bornemann (RFN); *1* — kadłub, *2* — pompa trójśrubowa wg rys. I-70, *3* — zawór przelewowy

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

odciążona za pomocą tłoczka odciążającego. Smarowane cieczą roboczą łożysko kulkowe ustala położenie śruby czynnej. Walcowe końcówki śrub biernych są łożyskowane w tulejach, które znajdują się po stronie tłocznej pompy. Na obie powierzchnie czołowe śrub oddziałuje ciśnienie ssania. Śruby bierne nie są w pełni odciążone osiowo. Niewielka siła osiowa dociska je do płyty tylnej umocowanej śrubami do tulei kadłubowej.

Pompa typu PDF, wg rys. I-70, może być wbudowana, zależnie od potrzeb, w kadłub dowolnej konstrukcji. Może pracować zarówno w położeniu poziomym jak i pionowym, może być mocowana kołnierzowo lub na łapach. Paleta wielkości produkowanych pomp tego typu jest bardzo duża, maksymalne wydajności osiągają wartość 1700 dm^3/min, przy prędkości obrotowej wałka 1450 obr/min. Maksymalne ciśnienie robocze zależnie od wielkości pompy oraz jakości wykonania zespołu wirnikowego dochodzi do 14 MPa.

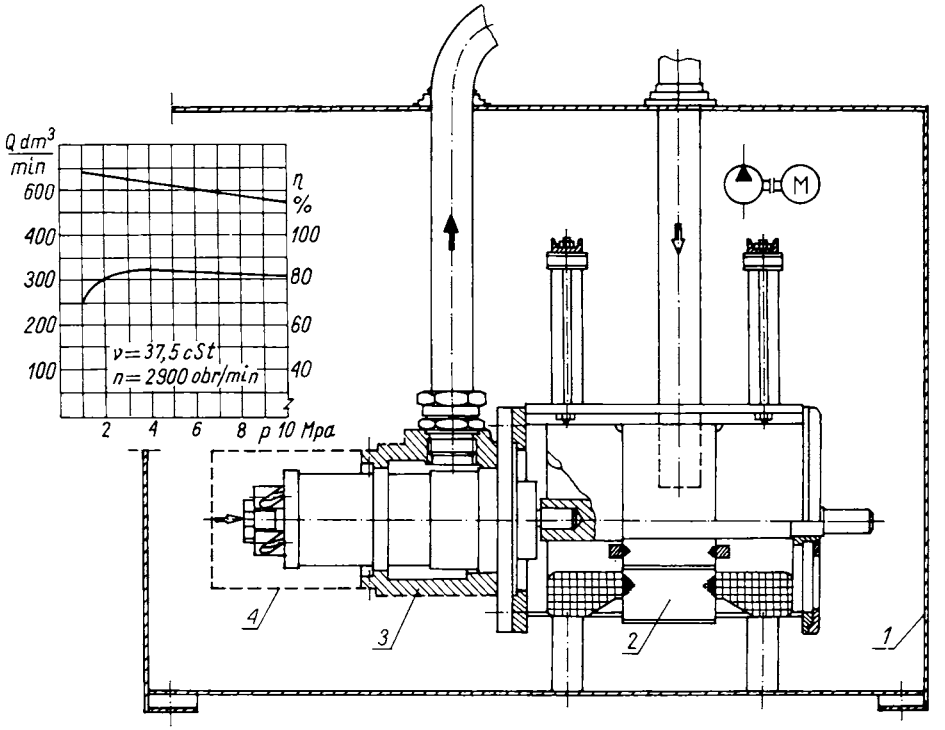


Rys. I-82. Pompa śrubowa typu SNDAR firmy ALLWEILER (RFN)

Na rys. I-82 przedstawiono konstrukcję trójśrubowej pompy typu SNDAR, firmy ALLWEILER (RFN), przystosowanej do bezpośredniego montażu wewnątrz zbiornika olejowego. Konstrukcja jest podobna do poprzedniej z tym, że nie ma tu uszczelnienia komory łożyskowej. Przecieki są odprowadzane wprost do zbiornika. Na rys. I-83 podano przykład stacji zasilającej stosowanej dziś powszechnie w układach napędowych dźwigów osobowych w budownictwie mieszkaniowym w domach handlowych oraz wszędzie tam, gdzie chodzi o ich cichobieżność (szpitale, sceniczne urządzenia teatralne, oraz studia radiowe i telewizyjne). We wnętrzu zbiornika olejowego *1* znajduje się silnik elektryczny *2* z przyłączoną do niego kołnierzowo pompą (rys. I-82). Po stronie ssawnej pompa jest chroniona przed zanieczyszczeniami większych wymiarów koszem *4*. Kosz jest wykonany z blachy dziurkowatej z otworami o średnicy 1,1 mm.

Poziom hałasu emitowanego przez stację o takiej konstrukcji jest wyjątkowo niski, nie przekracza 60 db(A). Powodem tego jest znikoma nierównomierność wydajności, istotne wytłumienie drgań agregatu pracującego w zanurzeniu oraz to, że silnik elektryczny jest pozbawiony wentylatora, który sam jest znaczącym źródłem hałasu. Chłodzenie silnika elektrycznego zapewnia olej,

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

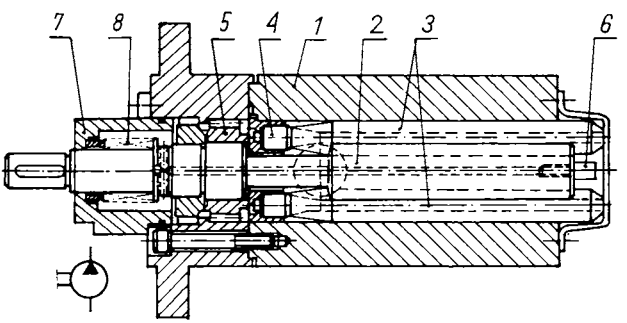


Rys. I-83. Stacja zasilająca układu napędowego dźwigu pionowego; *1* — zbiornik, *2* — silnik elektryczny, *3* — pompa trójśrubowa wg rys. I-82, *4* — kosz ssawny

w którym jest on zanurzony. Łożysko toczne pompy ustala nie tylko śrubę czynną, lecz przenosi również siły osiowe wirnika silnikowego.

Na rys. I-83 podano również przykładowe charakterystyki pompy typu SNDAR jednej wielkości, dla lepkości oleju $v = 37{,}5$ cSt przy prędkości obrotowej $n = 2900$ obr/min.

Rys. I-84 przedstawia najnowszą konstrukcję pompy śrubowej typu D4, również do wbudowania w zbiornik, produkowanej przez Zakłady HYDROSTER na licencji firmy IMO ze Szwecji [19]. Maksymalne ciśnienie robocze pomp tego typu, o wydajnościach od 9,8 do 307 cm^3, wynosi 16 MPa. W tulei kadłubowej *1* wykonanej ze stopów aluminiowych pracuje śruba czynna *2* i śruby bierne *3*. Śruby są wykonane ze stali do ulepszania cieplno-chemicznego.



Rys. I-84
Pompa śrubowa typu D4, firmy ZUO HYDROSTER Gdańsk: *1* — tuleja kadłubowa, *2* — śruba czynna, *3* — śruby bierne, *4* — łożysko, *5* — tuleja, *6* — zawór zwrotny, *7* — pokrywa, *8* — uszczelnienie czołowe

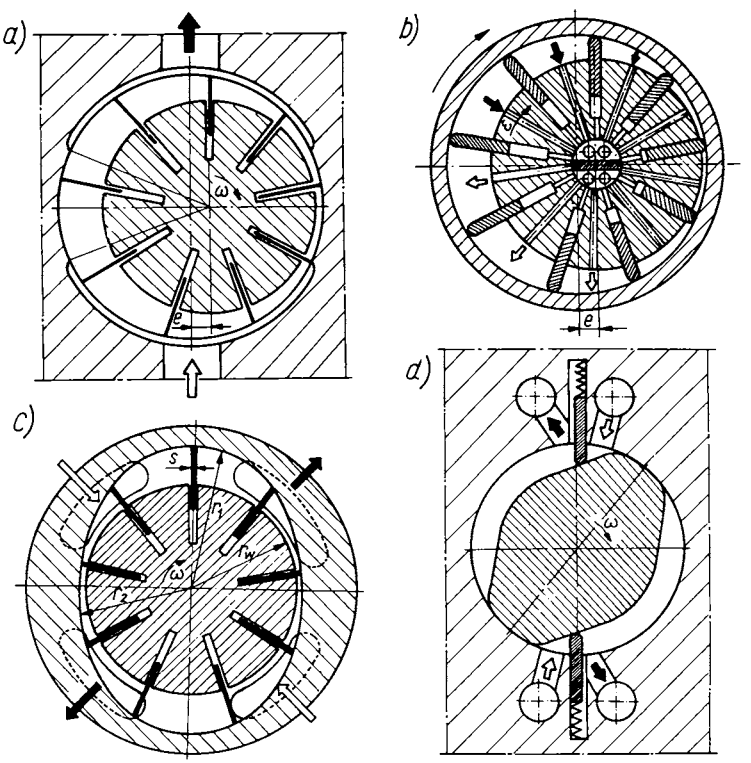
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Śruba czynna jest łożyskowana hydrostatycznie. Przecieki z węzła łożyskowego *4* oraz z tulei odciążających 5 śrub biernych *3* są odprowadzane do przestrzeni ssawnej przez otwór w śrubie czynnej i zawór zwrotny *6*. Komora łożyskowa w pokrywie *7*, z której wychodzi wałek napędowy stanowiący całość ze śrubą czynną, jest zamknięta uszczelnieniem czołowym *8* wg DIN 24960. Pierścień obrotowy uszczelnienia jest wykonany z mieszanki grafitowo-metalicznej, natomiast pierścień stały osadzony w pokrywie jest żeliwny. Śruby są w pełni odciążone od sił ciśnienia oraz sił tarcia wynikających ze wzajemnej ich współpracy.

3.4. Pompy łopatkowe

3.4.1. Zasada działania i systematyka konstrukcji

Zasadę działania i systematykę konstrukcji pomp łopatkowych przedstawiono na rys. I-85. Zmieniające swą objętość wraz z obrotem wałka komory wyporowe są utworzone przez łopatki oraz części obwodu wirnika i wytoczenia obudowy. Zamknięcia czołowe komór stanowią płaszczyzny pokryw. Wysuwane łopatki są usytuowane albo w wirniku i wirują razem z nim (rys I-85a, b, c) lub w obudowie



Rys. I-85. Pompy łopatkowe: a) pojedynczego działania z zasilaniem zewnętrznym, b) pojedynczego działania z zasilaniem wewnętrznym, c) podwójnego działania z wirującymi łopatkami, d) podwójnego działania z niewirującymi łopatkami

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

(rys. I-85d). W pierwszym przypadku mówi się o *pompach z wirującymi łopatkami*, a w drugim — o *pompach z niewirującymi łopatkami*.

Pompy łopatkowe dzielą się na pompy *pojedynczego* i *podwójnego działania*. W pompach pojedynczego działania (rys. I-85a i b) na jeden obrót wirnika przypada jeden cykl ssania i jeden cykl tłoczenia. W pompach podwójnego działania (rys. I-85c i d) w ciągu jednego obrotu wirnika występuje dwukrotne zassanie i wytłaczanie czynnika. Wydajność tych pomp jest więc dwukrotnie większa przy tych samych wymiarach gabarytowych. Podstawową cechą pomp pojedynczego działania jest mimośrodowe usytuowanie wirnika w cylindrycznym wytoczeniu obudowy. Wartość tego mimośrodu e może się zmieniać w obu kierunkach od zera do wartości maksymalnej e_{max}, przewidzianej konstrukcją pompy. Uzyskuje się wówczas możliwość zmiany wydajności w sposób ciągły, od zera do maksimum. Zmiana kierunku mimośrodu umożliwia również zmianę kierunku tłoczenia. W pompach podwójnego działania obudowa ma owalny otwór (rys. I-85c) lub otwór cylindryczny do współpracy z wirnikiem o nieokrągłym kształcie (rys. I-85d). W konstrukcjach tych jest niemożliwa nastawa wydajności. Zmiana wydajności jest możliwa zatem tylko za pomocą zmiany liczby otworów wałka napędowego.

Pompy łopatkowe można podzielić także ze względu na sposób zasilania na *pompy zasilane zewnętrznie* (rys. I-85a, c, d) i rzadziej spotykane *pompy zasilane wewnętrznie* (rys. I-85b). W pompach zasilanych zewnętrznie doprowadzenie czynnika do komór wyporowych w obszarze ssania i jego odprowadzenie w obszarze tłoczenia może być zrealizowane za pomocą odpowiednio ukształtowanych i rozmieszczonych kanałów w obudowie (rys. I-85a, d) lub w pokrywach bocznych zamykających kadłub (rys. I-85c). W pompach z zasilaniem wewnętrznym dopływ i odpływ czynnika roboczego odbywa się przez oś wirnika (rys. I-85 b). Komory wyporowe napełnia się przez promieniowe otwory w wirniku między łopatkami. Rowki, w których pracują łopatki, są również łączone z obszarami ssawnym i tłocznym. Uzyskuje się w ten sposób zwiększenie wydajności pompy, wykorzystując ruch postępowo-zwrotny łopatek do dodatkowego pompowania cieczy. Jeśli w rozwiązaniu wg rys.I-85b obudowa jest ułożyskowana, to może wykonywać także ruch obrotowy względem swojej osi. Łopatki ślizgają się względem obudowy tylko nieznacznie w wyniku różnicy prędkości kątowych obudowy i wirnika. Zużycie ścierne łopatek jest w tym rozwiązaniu znacznie mniejsze.

3.4.2. Wydajność pompy pojedynczego działania

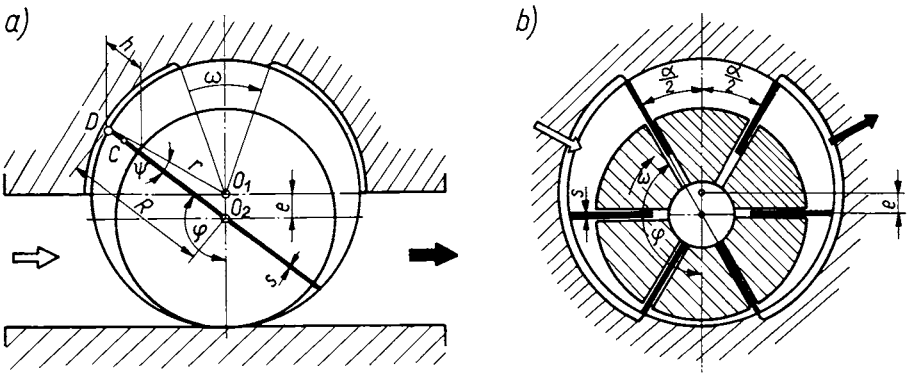
Na rys. I-86 a podano schemat wymiarowy dwułopatkowej pompy pojedynczego działania. Z trójkąta O_1O_2D wynika zależność

$$R = r\cos\Psi + e\cos(180-\varphi) \tag{I-196}$$

Ponieważ $\cos(180-\varphi) = -\cos\varphi$, a kąt Ψ ma bardzo małe wartości, więc $\cos\Psi \approx 1$ i równanie to można zapisać

$$R = r - e\cos\varphi \tag{I-196a}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-86. Pompa łopatkowa pojedynczego działania: a) dwułopatkowe, b) o z łopatkach

gdzie r — promień wytoczenia stojana, e — mimośród, φ — kąt obrotu wirnika względem osi O_1O_2.

Czynną wysokość łopatki, decydującą o wytłaczaniu czynnika, można wyznaczyć jako

$$h = R - (r - e) \tag{I-197}$$

gdzie $(r-e)$ jest promieniem wirnika.

Podstawiając równanie (I-196a) do (I-197) otrzymuje się

$$h = e(1 - \cos\varphi) \tag{I-198}$$

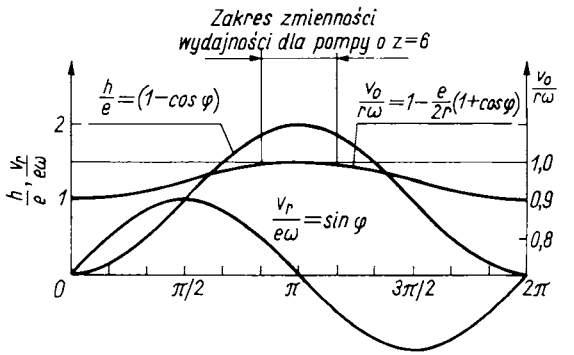
Prędkość ruchu łopatki względem wirnika, wzdłuż jego promienia

$$v_r = \frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}t} = e\,\omega \sin\varphi \tag{I-199}$$

Prędkość obwodowa środka ciężkości C czynnej części łopatki

$$v_0 = \left(R - \frac{h}{2}\right)\omega = \left[r - \frac{e}{2}(1 + \cos\varphi)\right]\omega \tag{I-200}$$

Obrazem graficznym równań (I-198), (I-199) i (I-200), w postaci bezwymiarowej, są wykresy na rys. I-87.



Rys. I-87
Przebiegi zmienności skoku, prędkości promieniowej i obwodowej, w postaci bezwymiarowej, w funkcji kąta obrotu wirnika

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Nie uwzględniając grubości łopatki oraz przyjmując jej szerokość równą b, można obliczyć *chwilową wydajność pompy* jako

$$Q_\varphi = v_0 bh = \left[r - \frac{e}{2}(1+\cos\varphi) \right] \omega be(1-\cos\varphi) \tag{I-201}$$

Ponieważ wartość prędkości v_0, jak widać z wykresu (rys. I-87), zmienia się niewiele dla zwykle przyjmowanych przeciętnych wartości $\frac{e}{r} \approx 0{,}1$, więc nie popełniając większego błędu można przyjąć

$$Q_\varphi = r\omega be(1-\cos\varphi) \tag{I-201a}$$

Przebieg tej zależności w postaci bezwymiarowej jest zgodny z przebiegiem przedstawionej na rysunku zależności h/e wg równania (I-198). Wynika z niej, że dla $\varphi = \pi/2$ wydajność jest najmniejsza

$$Q_{\varphi min} = r\omega be \tag{I-202}$$

Maksymalna wartość wydajności chwilowej wystąpi dla $\varphi = \pi$

$$Q_{\varphi max} = 2r\omega be \tag{I-203}$$

W zależności (I-201) nie uwzględniono objętości łopatki, zmniejszającej w rzeczywistości wydajność pompy. Nie wykorzystana na skutek tego wydajność pompy, przyjmując grubość łopatki s, wynosi

$$Q_0 = v_r bs$$

a po podstawieniu zależności (I-199)

$$Q_0 = \omega bes\sin\varphi \tag{I-204}$$

Chwilową wydajność pompy z uwzględnieniem grubości łopatki można wyrazić różnicą zależności (I-201) i (I-204)

$$Q_{\varphi s} = \left[r - \frac{e}{2}(1+\cos\varphi) \right] \omega be(1-\cos\varphi) - \omega bes\sin\varphi \tag{I-205}$$

Minimalna chwilowa wydajność wystąpi dla $\varphi = \pi/2$ i wyniesie

$$Q_{\varphi s min} = \omega be\left(r - \frac{e}{2} - s \right) \tag{I-206}$$

Maksymalna chwilowa wydajność, występująca dla $\varphi = \pi$, nie ulega zmianie i jest wyrażona zależnością (I-203).

Dla pompy o z łopatkach w przestrzeni tłocznej może się znajdować najwyżej $(z/2-1)$ łopatek. *Chwilową wydajność z uwzględnieniem grubości z łopatek* można przedstawić jako

$$Q_{\varphi z} = \left[r - \frac{e}{2}(1+\cos\varphi) \right] \omega be(1-\cos\varphi) - e\omega bs \left\{ \sin\varphi + \right.$$
$$\left. + \sin(\varphi+\alpha) + \ldots + \sin\left[\varphi + \left(\frac{z}{2} - 1 \right)\alpha \right] \right\} \tag{I-207}$$

gdzie $\alpha = 2\pi/z$ jest kątem środkowym rozstawienia łopatek w wirniku.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Podawanie czynnika do przestrzeni tłocznej przez każdą łopatkę zaczyna się wówczas, gdy wchodzi ona w przestrzeń uszczelnioną — czyli kiedy $\varphi = \left(\pi - \frac{\alpha}{2}\right)$, a kończy dla $\varphi = \left(\pi + \frac{\alpha}{2}\right)$ (patrz rys. I-86b). *Wydajność właściwą pompy o z łopatkach* można zatem wyznaczyć jako

$$q = z\omega be \int_{\left(\pi-\frac{\alpha}{2}\right)}^{\left(\pi+\frac{\alpha}{2}\right)} \left[r - \frac{e}{2}(1+\cos\varphi) \right](1-\cos\varphi)\frac{d\varphi}{\omega} - 2besz \qquad \text{(I-208)}$$

gdzie $2besz$ jest objętością zajmowaną przez wszystkie łopatki podczas jednego obrotu wirnika, przy pełnym skoku łopatki $h = 2e$.

Po całkowaniu wyrażenia (I-208) otrzymuje się wydajność właściwą w postaci

$$q = ebz\left(r\alpha + 2r\sin\frac{\alpha}{2} - \frac{e}{4}\alpha + \frac{e}{4}\sin\alpha - 2s \right) \qquad \text{(I-209)}$$

Jeśli liczba łopatek jest duża, to można przyjąć $\sin\frac{\alpha}{2} \approx \frac{\alpha}{2}$ oraz $\sin\alpha \approx \alpha$, a wtedy wyrażenie to przyjmuje postać

$$q = ebz(2r\alpha - 2s)$$

lub podstawiając $z\alpha = 2\pi$

$$q = 2eb(2\pi r - sz) \qquad \text{(I-210)}$$

Wydajność teoretyczna pompy łopatkowej pojedynczego działania, zgodnie z definicjami (I-42) i (I-42a):

— dla pomp o stałej wydajności

$$Q_{gt} = 2eb(2\pi r - sz)n \qquad \text{(I-211)}$$

— dla pomp o zmiennej wydajności

$$Q_{gt} = 2e_{max}b\varepsilon(2\pi r - sz)n \qquad \text{(I-211a)}$$

gdzie ε — parametr nastawy wydajności definiowany jako $\varepsilon = e/e_{max}$, przy czym e i e_{max} wyrażają aktualną i maksymalną wartość mimośrodu.

3.4.3. Wydajność pompy podwójnego działania

W pompach podwójnego działania podczas jednego obrotu wirnika występuje dwukrotny cykl tłoczenia. *Wydajność pompy, bez uwzględniania grubości łopatek*, jest określona równaniem

$$Q_1 = 2bhv_0 \qquad \text{(I-212)}$$

Czynna wysokość łopatki, przyjmując oznaczenia wg rys. I-85c, wynosi $h = r_1 - r_w$, natomiast *prędkość jej środka ciężkości* $v_0 = (r + r_w)\omega/2$. Podstawiając dwie te wartości do zależności (I-212), otrzymuje się

$$Q_1 = (r_1^2 - r_w^2)b\omega \qquad \text{(I-212a)}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Jeśli promień r_2 otworu w obudowie jest większy od promienia wirnika, to część tej wydajności jest odprowadzona z powrotem do przestrzeni ssawnej. Można ją obliczyć perzez analogię wg zależności

$$Q_2 = (r_2^2 - r_w^2)b\omega \tag{I-213}$$

Skuteczna wydajność teoretyczna, bez uwzględnienia objętości łopatek, wynosi zatem

$$Q' = Q_1 - Q_2 = q'n = 2\pi(r_1^2 - r_2^2)bn \tag{I-214}$$

oraz z uwzględnieniem objętości zajmowanej przez łopatki, nachylone zwykle względem promienia wirnika pod kątem $\varkappa$ zgodnie z kierunkiem jego obrotów

$$Q_{gt} = qn = 2b\left[\pi(r_1^2 - r_2^2) - sz\frac{r_1 - r_2}{\cos\varkappa}\right]n \tag{I-215}$$

przy czym q wyraża *wydajność właściwą*

$$q = 2b\left[\pi(r_1^2 - r_2^2) - sz\frac{r_1 - r_2}{\cos\varkappa}\right] \tag{I-216}$$

3.4.4. Współczynnik nierównomierności wydajności

Najczęściej podnoszoną zaletą pomp łopatkowych jest mała nierównomierność wydajności. Najdogodniej można wykazać to na przykładzie pomp o z łopatkach, i o kącie ich rozstawienia $\alpha = 2\pi/z$, nie uwzględniając wpływu objętości łopatek na wydajność pompy.

Wydajność chwilowa pompy będzie miała najmniejszą wartość wówczas, gdy łopatka wejdzie do przestrzeni uszczelnianej (rys. I-86b), a więc gdy $\varphi = \pi - \frac{\alpha}{2} = \pi - \frac{\pi}{z}$.

Można ją wyznaczyć, podstawiając φ do równania (I-201)

$$Q_{\varphi min} = \left[r - \frac{e}{2}\left(1 - \cos\frac{\pi}{z}\right)\right]\omega be\left(1 + \cos\frac{\pi}{z}\right) \tag{I-217}$$

Wartość maksymalna wydajności chwilowej, jak widać z wykresów (rys. I-87) zmienności czynnej wysokości łopatki oraz prędkości obwodowej jej środków ciężkości występujących w wyrażeniu (I-201), nie zależy od liczby łopatek i jest określona zależnością (I-203). Przyjmując w przybliżeniu średnią wartość wydajności w przedziale od $\left(\varphi - \frac{\alpha}{2}\right)$ do $\left(\varphi + \frac{\alpha}{2}\right)$ równą średniej arytmetycznej wartości minimalnej i maksymalnej, *współczynnik nierównomierności wydajności* — zgodnie z definicją (I-90) — będzie można wyznaczyć jako

$$\delta = \frac{2(Q_{\varphi max} - Q_{\varphi min})}{(Q_{\varphi max} + Q_{\varphi min})} \tag{I-218}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

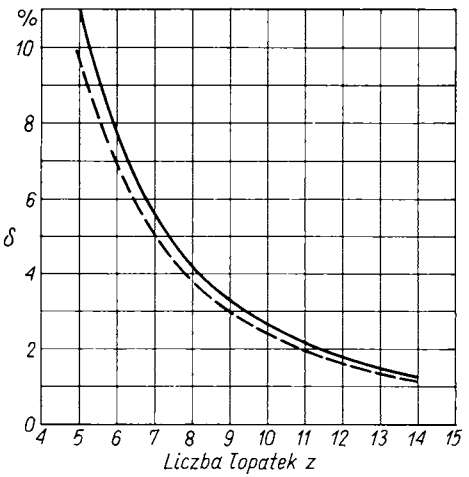
Po podstawieniu wyrażeń (I-203) oraz (I-217)

$$\delta = \frac{2\left\{1-\left[\frac{1}{2}-\frac{e}{4r}\left(1-\cos\frac{\pi}{z}\right)\right]\left(1+\cos\frac{\pi}{z}\right)\right\}}{1+\left[\frac{1}{2}-\frac{e}{4r}\left(1-\cos\frac{\pi}{z}\right)\right]\left(1+\cos\frac{\pi}{z}\right)} \tag{I-219}$$

Dla większej liczby łopatek oraz dla przyjmowanej przeciętnie wartości stosunku $e/r = 0{,}1$ współczynnik δ można wyznaczyć wzorem jeszcze bardziej uproszczonym

$$\delta = \frac{2-\left(1+\cos\frac{\pi}{z}\right)}{1+0{,}5\left(1+\cos\frac{\pi}{z}\right)} = \frac{1-\cos\frac{\pi}{z}}{1{,}5+0{,}5\cos\frac{\pi}{z}} \tag{I-220}$$

Na rys. I-88 przedstawiono graficznie przebieg obu zależności w funkcji liczby łopatek. Linia ciągła odpowiada zależności (I-219), linia przerywana — zależności (I-220). Z wykresów wynika, że dla większej liczby łopatek różnica wartości obliczanych z obu zależności jest mniejsza.



Rys. I-88
Zależność współczynnika nierównomierności wydajności δ pomp łopatkowych od liczby łopatek z, krzywa ciągła wg zależności (I-219), przerywana wg zależności (I-220)

Z porównania pomp łopatkowych z pompami zębatymi (rys. I-38) wynika, że współczynnik nierównomierności ich wydajności jest — w zakresie stosowanych zwykle liczb łopatek od 6 do 12 — porównywalny z najniższymi wartościami uzyskiwanymi dla pomp o zazębieniu wewnętrznym.

3.4.5. Moment na wałku i obciążenie łożysk pompy

Siła obwodowa, pochodząca od ciśnienia, działająca na łopatkę jest równa pbh (rys. I-86). Punkt przyłożenia siły leży w środku ciężkości czynnej powierzchni łopatki, a więc na promieniu $(R-h/2)$.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Moment teoretyczny pompy pojedynczego działania wynosi zatem

$$M_{gt} = \left(R - \frac{h}{2}\right) pbh$$

Podstawiając zależności (I-196a) i (I-198) otrzymuje się

$$M_{gt\varphi} = \left[r - \frac{e}{2}(1+\cos\varphi)\right](1-\cos\varphi)ebp \qquad \text{(I-221)}$$

Zmienność momentu związana ze zmianą kąta obrotu wirnika jest więc podobna do zmienności wydajności chwilowej wg równania (I-201). Maksymalna wartość momentu występuje dla kąta $\varphi = \pi$

$$M_{gt} = 2rebp \qquad \text{(I-222)}$$

Zależność tę można otrzymać również, podstawiając do zależności (I-43a) wyrażenie (I-210) i nie uwzględniając przy tym grubości łopatki ($s = 0$).

Momemt teoretyczny pomp podwójnego działania, otrzymuje się postępując podobnie

$$M_{gt} = (r_1^2 - r_2^2)bp \qquad \text{(I-222a)}$$

Momenty rzeczywiste, jakie należy przyłożyć do wałka pompy, wyznacza się zgodnie z definicją (I-60), dzieląc równania (I-222) przez sprawność hydrauliczno-mechaniczną.

Niedostatkiem pomp pojedynczego działania jest znaczne obciążenie wirnika, a więc i łożysk, siłami spowodowanymi ciśnieniem w przestrzeni tłocznej. Maksymalna wartość tej siły obciążającej łożyska

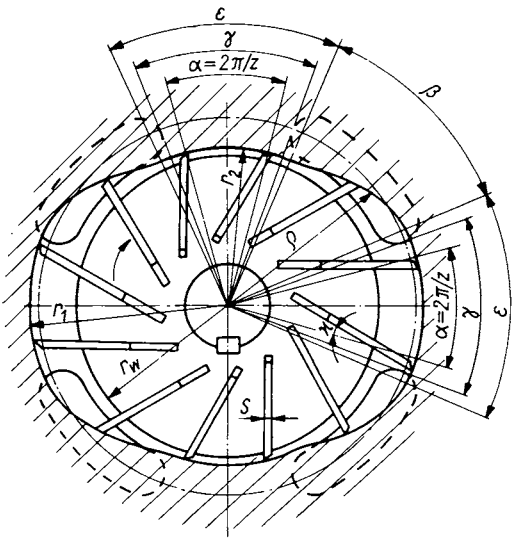
$$P = 2rbp \qquad \text{(I-223)}$$

Obciążenia te mogą przy wyższych ciśnieniach roboczych przyjmować bardzo duże wartości, dlatego też na ogół pomp tego typu nie stosuje się do ciśnień powyżej 5 MPa. W pompach podwójnego działania siły wywołane ciśnieniem czynnika roboczego w obszarach tłocznych znoszą się, w wyniku czego uzyskuje się całkowite odciążenie łożysk. Ciśnienia robocze mogą więc osiągać znacznie większe wartości, dochodzące do 20 MPa, niż w pompach mimośrodowych.

3.4.6. Profilowanie bieżni łopatek

Otwór w obudowie, którego ścianki stanowią bieżnię łopatek, w pompach podwójnego działania jest utworzony przez łuki kołowe, zatoczone względem osi pompy promieniami r_1 i r_2, o kącie środkowym ε (rys. I-89). Kąt ten powinien być większy niż kąt γ, wyznaczający rozstawienie kanałów ssawnych i tłocznych; ponieważ jest ważne, aby przejście łopatek ze strefy ssawnej w tłoczną odbywało się ze stałym przyspieszeniem. Krzywe przejściowe łączące łuki muszą być do nich styczne, aby łopatki nie traciły kontaktu z bieżnią oraz współpracowały z nią bez uderzeń. Łączenia łuków kołowych mogłyby być wyprofilowane wg paraboli, spirali Archimedesa, cykloidy lub sinusoidy. Stosowanie paraboli i spirali

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-89
Bieżnia i rozrząd pompy łopatkowej podwójnego działania

Archimedesa nie eliminuje bezuderzeniowej współpracy łopatek z bieżnią. Korzystniejsza pod tym względem jest cykloida, lecz wpływa ona na zwiększenie współczynnika nierównomierności wydajności pompy. Dlatego też we współczesnych konstrukcjach do wyprofilowania bieżni stosuje się sinusoidę. Krzywa przejściowa powinna być rozpięta na kącie środkowym $\beta = \pi/2 - \varepsilon$, jak widać to na rys. I-89. *Promień bieżący profilu sinusoidalnego* — jako funkcję kąta zmieniającego się od $\varphi = \varepsilon/2$ do $\varphi = \beta$ — wyznacza się z zależności

$$\varrho = r_2 + \frac{r_1 - r_2}{\beta}\varphi - \frac{r_1 - r_2}{2\pi}\sin\frac{2\pi}{\beta}\varphi \qquad \text{(I-224)}$$

Kąt wyznaczający odległość między nerkami powinien być większy niż kąt rozstawienia łopatek $\alpha = 2\pi/z$, ze względu na konieczność szczelnego oddzielenia przestrzeni tłocznej i ssawnej. Między kanałami powinna znajdować się co najmniej jedna łopatka. Jest to więc układ o przekryciu dodatnim, którego wartość przyjmuje się w przedziale od 0 do najwyżej dwóch grubości łopatki. Jeśli zamknięta między łopatkami przestrzeń będzie otwierana nagle, to od strony kanału tłocznego nastąpi uderzenie ciśnienia, wywołujące drgania łopatek i wirnika, a wyrażające się zwiększoną hałaśliwością pracy oraz intensywnym zużyciem współpracujących powierzchni. Aby temu zapobiec nerki tłoczne po stronie wejścia łopatek wyposaża się często w rowki odciążające.

Grubość łopatek s przyjmuje się w granicach $2 \div 2{,}5$ mm. W celu poprawienia współpracy łopatek z bieżnią oraz zwiększenia długości ich prowadzenia w rowkach wirnika rowki nacina się pod kątem kilkunastu stopni względem promienia wirnika, zgodnie z kierunkiem jego obrotów. Stosunek długości łopatki pozostającej w rowku do jej wysokości czynnej powinien być zawsze większy od jedności.

Promień r_w wirnika, jak wynika ze wzorów (I-215), nie ma wpływu na wydajność pompy. Przyjmuje się zwykle, że jest on mniejszy od promienia r_2 nie mniej niż o 1 mm.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

3.4.7. Odciążenie łopatek

Pompy łopatkowe, z dobrą sprawnością objętościową, będą pracowały poprawnie wówczas, gdy łopatki będą szczelnie odcinać przestrzeń tłoczną od ssawnej. Łopatki muszą być więc dociskane do bieżni obudowy, po której się ślizgają. Siła docisku musi być większa od sumy oporów promieniowego przemieszczania się łopatek w rowkach. Na opory te składają się:

— tarcie lepkie związane z przemieszczaniem się łopatki;

— tarcie na powierzchniach współpracy rowka i łopatki, wynikające z docisku łopatki do jednej ze ścianek rowka siłą Coriolisa;

— tarcie związane z ukosowaniem się łopatek pod wpływem siły wywołanej ciśnieniem działającym na czynną część łopatki;

— siła bezwładności łopatki;

— siła wywołana ciśnieniem działającym na czołową powierzchnię łopatki, spowodowanym oporami przepływu przetłaczanej cieczy przez nerkę do otworu tłocznego.

Wartości tych oporów zależą od prędkości kątowej wirnika oraz od lepkości czynnika roboczego. Zmieniają się także ze zmianą kąta φ obrotu wirnika, a więc nie są stałe nawet w ustalonych warunkach eksploatacji pompy.

Jedyną siłą, która stale dociska łopatki do bieżni, jest *siła odśrodkowa*

$$F_n = mr_c\omega^2 \tag{I-225}$$

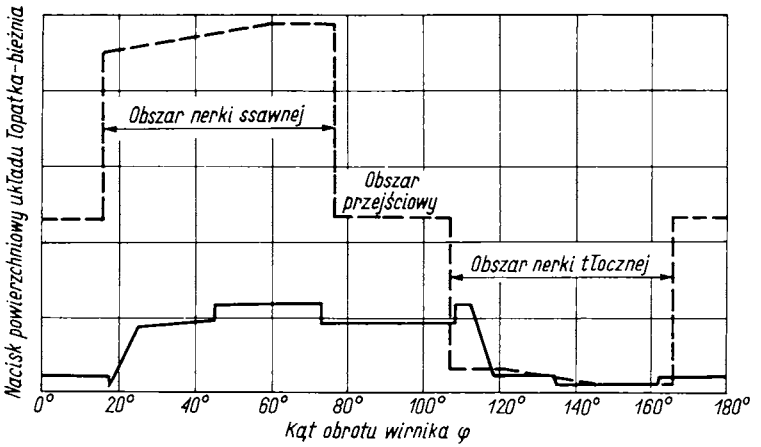
gdzie: m — masa łopatki, r_c — promień środka masy.

Siła ta rzadko jednak wystarcza do pokonania oporów ruchu i zapewnienia niezbędnego docisku łopatki do bieżni. W celu zwiększenia tego docisku doprowadza się zwykle pod łopatkę ciecz z przestrzeni tłocznej pompy. Dodatkową siłę docisku mogą zapewnić także odpowiednio dobrane sprężyny, usytuowane w rowku pod łopatką.

Nacisk powierzchniowy między łopatką i bieżnią nie jest stały w czasie obrotu wirnika; różne są bowiem wartości ciśnień działających na łopatkę od góry. Zmienność nacisków stykowych układu łopatka-bieżnia w zależności od kąta obrotu wirnika, dla pompy podwójnego działania o dwunastu łopatkach, przedstawiono na rys. I-90 [23]. Linią przerywaną oznaczono obliczony orientacyjnie przebieg tej zmienności przy uwzględnieniu działania siły odśrodkowej, sił masowych oraz siły wywołanej ciśnieniem działającym na łopatkę, lecz z pominięciem siły tarcia i lepkości czynnika. Początek wykresu odpowiada położeniu łopatki w osi wytoczenia kadłuba o najmniejszym promieniu r_2 (rys. I-89). Przy kącie równym ok. 15°, kiedy łopatka wchodzi w obszar ssawny, różnica ciśnień działających na łopatkę z dołu i z góry jest największa, największą wartość mają więc naciski stykowe. Trwa to przez cały okres przebywania łopatki w obszarze ssawnym, a więc do czasu osiągnięcia kąta obrotu $\varphi = 75°$.

Przy dalszym obrocie wirnika łopatka znajduje się w obszarze przejściowym między nerkami: ssawną i tłoczną. Z góry działa wówczas na łopatkę większe ciśnienie, przyjmowane jako wartość średnia ciśnień panujących w obu sąsiednich nerkach. Naciski stykowe w tym obszarze, określonym kątem środkowym równym mniej więcej kątowi rozstawienia łopatek (ok. 30°), są zatem o połowę

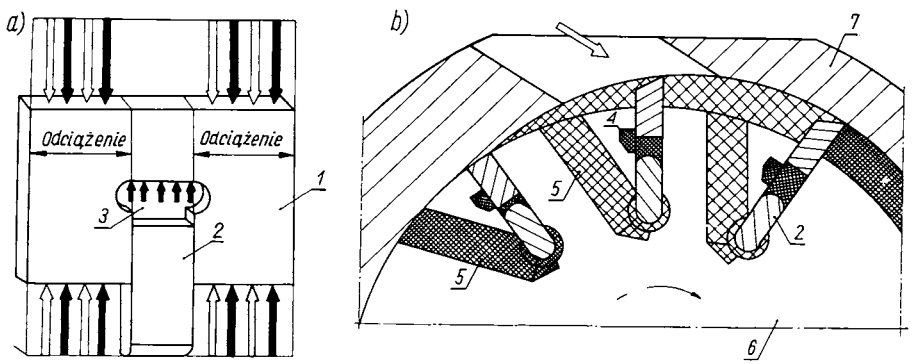
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-90. Zależność nacisków powierzchniowych układu łopatka — bieżnia od kąta obrotu wirnika dla pompy podwójnego działania o dwunastu łopatkach; linia przerywana dla łopatek nieodciążonych, ciągła dla łopatki odciążonej o konstrukcji przedstawionej na rys. I-91

mniejsze. Jeśli przy dalszym obrocie wirnika łopatka znajdzie się w obszarze tłocznym, to siły wywołane ciśnieniem działającym na łopatkę z obu stron znoszą się, a docisk łopatki do bieżni jest wynikiem działania tylko siły odśrodkowej. Po wejściu łopatki w obszar przejściowy jej docisk do bieżni znów wzrasta. Duże naciski powierzchniowe w obszarze ssawnym sprawiają, że siły tarcia łopatek o bieżnię są bardzo duże. Ocenia się, że w takich rozwiązaniach 2/3 całkowitych strat hydrauliczno-mechanicznych pompy przypada na straty tarcia łopatek o bieżnię. Pozostała część strat jest związana z tarciem lepkim łopatek. Mniej niż 1% wszystkich strat przypada na straty tarcia w łożyskach i w węzłach uszczelniających pompy. Zwiększenie zatem sprawności hydrauliczno-mechanicznej będzie można osiągnąć, zmniejszając docisk łopatek do bieżni, czyli stosując tzw. *odciążenie łopatek.*

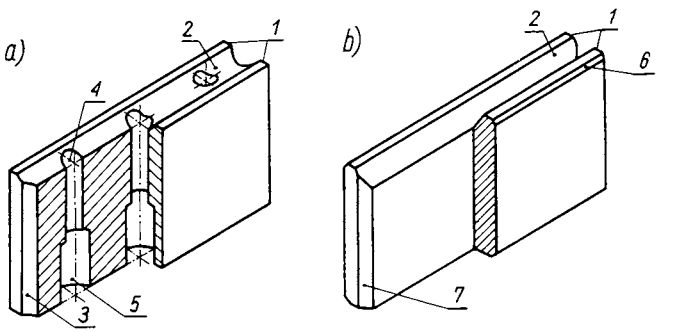
Jedną z metod odciążenia jest stosowane przez firmę VICKERS zmniejszenie powierzchni łopatki, na którą działa ciśnienie tłoczenia, za pomocą wprowadzenia łopatek wewnętrznych (rys. I-91a). Wewnątrz łopatki głównej *1* pracuje



Rys. I-91. Łopatka odciążona konstrukcji firmy VICKERS (RFN): a) konstrukcja łopatki, b) zasada działania odciążenia, *1* — łopatka główna, *2* — łopatka wewnętrzna, *3* — komora międzyłopatkowa obciążona ciśnieniem tłoczenia, *4* — kanał doprowadzający ciecz pod ciśnieniem tłoczenia, *5* — nawiercenia odciążające, *6* — wirnik, *7* — obudowa

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

mniejsza łopatka wewnętrzna *2*, opierająca się o dno rowka w wirniku. Do przestrzeni *3* jest doprowadzane stale przez odpowiedni system kanałów *4* (rys. I-91b) ciśnienie z otworu tłocznego, powodujące wraz z siłą odśrodkową stały docisk łopatki głównej do bieżni. Pod łopatką główną panuje zatem takie samo ciśnienie jak nad łopatką, niezależnie od tego, w którym obszarze się teraz znajduje. Umożliwiają to nawiercenia odciążające *5*, łączące przestrzeń wyporową z rowkiem w wirniku. Łopatka główna jest więc dociskana do bieżni stale siłą wywołaną przez ciśnienie działające tylko na powierzchnię czołową łopatki wewnętrznej *2*. Uzyskuje się w ten sposób zasadnicze zmniejszenie nacisku powierzchniowego między łopatką a bieżnią, w obszarze ssawnym i przejściowym. Przebieg zmienności nacisków w układzie o takim systemie odciążenia łopatki, z kątem obrotu wirnika, przedstawiono linią ciągłą na rys. I-90. Około pięciokrotne zmniejszenie siły docisku łopatki do bieżni umożliwia zmniejszenie strat tarcia, zwiększa trwałość pompy i pozwala uzyskiwać konstrukcje mogące pracować przy ciśnieniu roboczym nawet do 20 MPa. Zamiast łopatek można stosować cylindryczne kołki pracujące jako tłoczki.



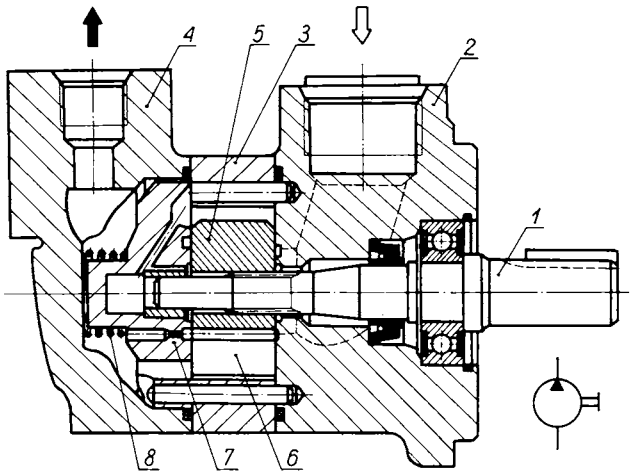
Rys. I-92
Łopatki odciążone:
a) pojedyncza,
b) dwuczęściowa;
1 — ostrza, *2* — rowek,
3 — rowek odciążający,
4 — otwór odciążający,
5 — gniazdo sprężyny,
6 — sfazowanie ostrza,
7 — ścięcie odciążające

Inny sposób odciążenia łopatek można uzyskać, odpowiednio je kształtując (rys. I-92a) lub stosując łopatki dwuczęściowe (rys. I-92b). Łopatka przedstawiona na rys. I-92a ma dwa ostrza *1* współpracujące z bieżnią, między którymi znajduje się rowek *2*. Poprzez otwory *4* następuje zawsze wyrównanie ciśnień działających na łopatkę z góry i z dołu, a więc całkowite jej odciążenie. W otworze *5* znajdują się odpowiednio zwymiarowane sprężyny, zapewniające wraz z siłą odśrodkową stały docisk łopatki do bieżni. Tego rodzaju system odciążenia jest stosowany w pompach firmy DENISON, a także przez firmę VICKERS w silnikach łopatkowych. W łopatce dwuczęściowej rowek *2* jest utworzony między odpowiednio wyprofilowanymi końcówkami łopatek i połączony z rowkiem w wirniku pod łopatką kanałami, jakie powstają między płytami czołowymi a łopatką na skutek ich sfazowania *7*. System ten stosuje w swoich pompach firma REXROTH.

3.4.8. Przykłady konstrukcji pomp

Pompa o konstrukcji przedstawionej na rys. I-93, jest produkowana przez firmę VICKERS. Jest to pompa o stałej wydajności, przewidziana do pracy przy

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-93
Pompa łopatkowa typu V10 lub V20 firmy VICKERS (RFN); *1* — wałek, *2* — przystawka, *3* — obudowa wirnika, *4* — pokrywa tylna, *5* — wirnik, *6* — łopatka, *7* — płyta kompensacyjna, *8* — sprężyna

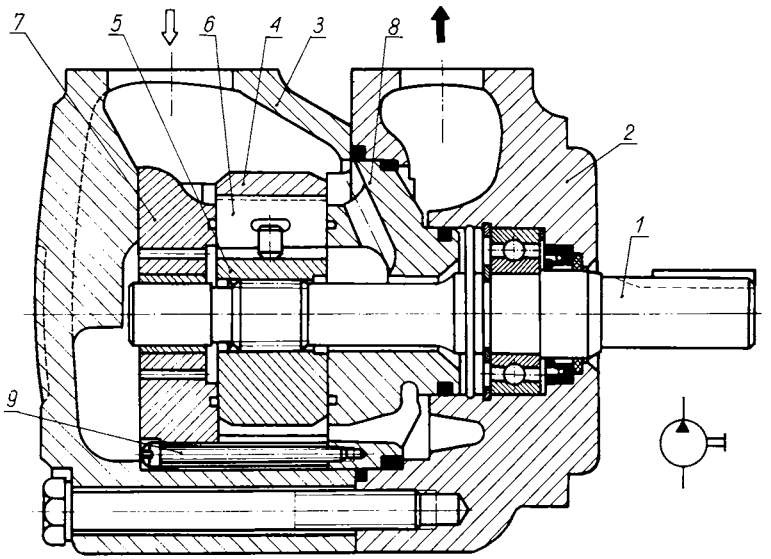
ciśnieniach do 16 MPa. Wydajności właściwe są stopniowane w trzynastu wielkościach. Typ V10 obejmuje siedem wielkości o wydajnościach właściwych od 3,27 do 22,8 cm^3, natomiast typ V20 — siedem wielkości o wydajnościach od 19,2 do 41,8 cm^3. Minimalne dopuszczalne prędkości obrotowe wałka nie powinny być mniejsze niż 600, a maksymalne nie większe niż 1800 obr/min. Maksymalna prędkość obrotowa jest wyznaczona przez minimalne dopuszczalne ciśnienie absolutne na ssaniu, które nie może być mniejsze niż 0,07 MPa. Wymagana dokładność filtracji czynnika roboczego wynosi co najmniej 25 μm.

Wałek napędowy *1* jest łożyskowany tocznie w przystawce *2* i ślizgowo w płycie kompensacyjnej 7. Wirnik *5* jest osadzony na wałku za pomocą połączenia wielowypustowego. Płyta 7, lekko wklęsła od strony wirnika, odkształca się pod działaniem ciśnienia tłoczenia i kompensuje w ten sposób luzy osiowe wirnika. Docisk wstępny do powierzchni czołowej wirnika zapewnia sprężyna *8*. Otwór ssawny znajduje się w przystawce *2*, a tłoczny w pokrywie tylnej *4*. Wzajemne położenie bieżni łopatek oraz przystawki jest ustalone za pomocą połączeń kołkowych. Całość jest skręcona śrubami.

Na rys. I-94 przedstawiono również pompę tej samej firmy (typ 25 V, 35 V i 45 V) pozwalającą, dzięki zastosowaniu łopatek dwuczęściowych osiągać ciśnienie robocze do 17,5 MPa. Jest to także pompa podwójnego działania, a więc o stałej wydajności przy ustalonej liczbie obrotów wałka. Pompy te wykonuje się w jedenastu wielkościach o wydajnościach właściwych od 40 do 194 cm^3.

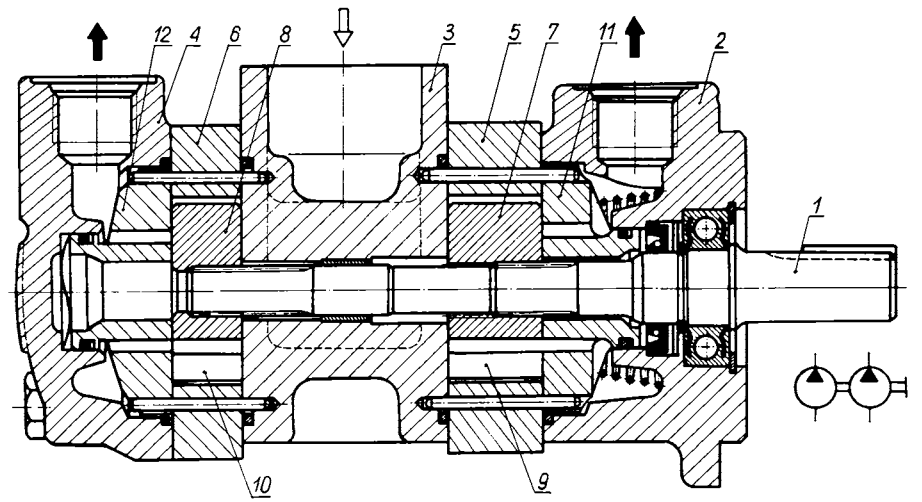
Na wałku *1* łożyskowanym w przystawce *2* i płycie tylnej 7 jest osadzony za pomocą wielowypustu wirnik *5* z łopatkami dwuczęściowymi *6*. Wirnik pracuje w przestrzeni, utworzonej przez bieżnię łopatek w pierścieniu *4* oraz płyty 7 i *8*. Elementy te, skręcone śrubami *9*, stanowią całość wewnątrz dzielonego kadłuba utworzonego przez przystawkę *2* oraz część tylną *3*, w której znajduje się otwór ssawny. Zasadę działania dwuczęściowej łopatki *6* omówiono w punkcie poprzednim. Wałek, podobnie jak w rozwiązaniu wg rys. I-93, nie jest obciążony siłami poprzecznymi. Jest to zaletą wszystkich pomp podwójnego działania. Kompensację luzów czołowych zapewnia płyta kompensacyjna *8*, odkształcalna pod działaniem ciśnienia tłoczenia.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



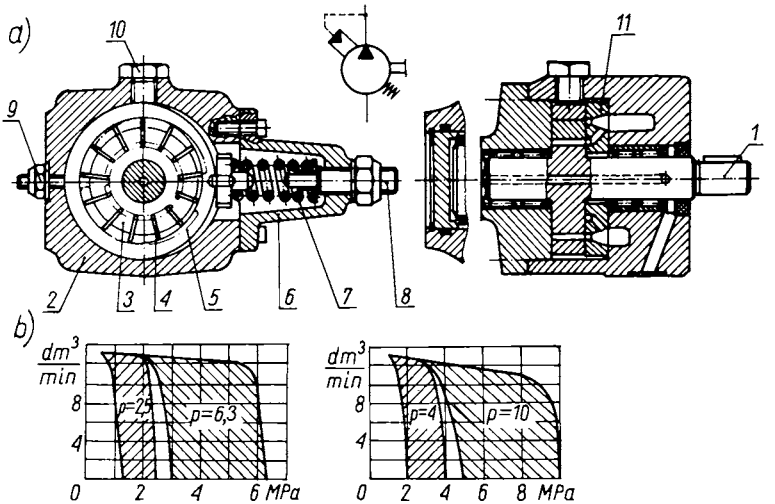
Rys. I-94. Pompa łopatkowa typu 25V, 35V, 45V firmy VICKERS (RFN); *1* — wałek, *2* — przystawka, *3* — kadłub, *4* — pierścień z bieżnią wewnętrzną, *5* — wirnik, *6* — łopatka, *7* — płyta tylna, *8* — płyta kompensacyjna, *9* — wkręt

Na rys. I-95 przedstawiono pompę dwustrumieniową o ciśnieniu roboczym do 17,5 MPa i o zróżnicowanych wydajnościach właściwych od 3,27 do 41,8 cm^3. Otwór ssawny jest wspólny dla obu pomp, z których przednia 5 ma większą wydajność. Zróżnicowanie wydajności jest, w ramach produkowanych wielkości, dowolne i zależne od wymagań układu napędowego. Na rysunku wszystkie otwory przedstawiono w jednej płaszczyźnie. Istnieje możliwość obracania wylotów względem osi otworu ssawnego, w celu uproszczenia sieci przewodów w układzie napędowym. W pokrywie tylnej *4* mogą być wmontowane, zależnie od



Rys. I-95. Pompa łopatkowa typu V2010 i V2020, dwustrumieniowa firmy VICKERS (RFN); *1* — wałek, *2* — przystawka, *3* — część ssawna, *4* — pokrywa tylna, *5, 6* — obudowa wirnika przedniego i tylnego, *7, 8* — wirnik przedni i tylny, *9, 10* — łopatka, *11, 12* — płyty kompensacyjne przednia i tylna

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



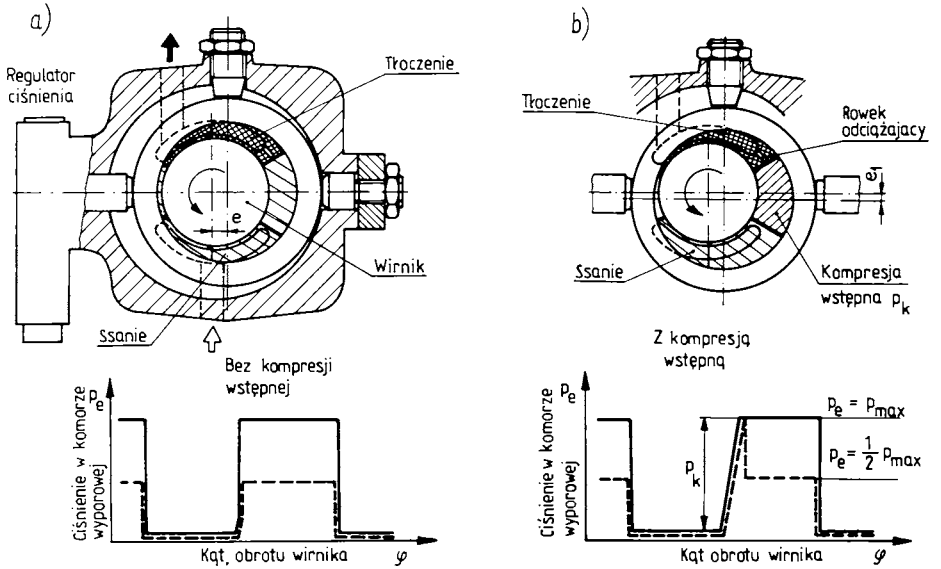
Rys. I-96. Pompa łopatkowa o nastawnej wydajności typu V3, firmy REXROTH (RFN): a) konstrukcja, b) charakterystyki dla pompy o wydajności właściwej 8,5 cm³; *1* — wałek, *2* — kadłub, *3* — wirnik, *4* — łopatka, *5* — pierścień statorowy, *6* — przystawka, *7* — sprężyna, *8* — śruba nastawy ciśnienia, *9* — śruba nastawy wydajności, *10* — śruba, *11* — płyta rozdzielcza

potrzeb, trójdrogowy regulator natężenia przepływu z zaworem maksymalnym lub dzielnik strumienia.

Na rys. I-96 przedstawiono pompę nastawnej wydajności, produkowaną przez firmę REXROTH (RFN). Łożyskowany tocznie w kadłubie *2* wałek *1* stanowi całość z wirnikiem *3*. Łopatki *4* współpracują z bieżnią wewnętrzną pierścienia *5*, przesuwnego w osi. Maksymalna mimośrodowość pierścienia znajdującego się pod naciskiem sprężyny *7* jest nastawiana za pomocą śruby *9*. Siłę nacisku sprężyny można zmieniać za pomocą śruby *8*. Śruba *10* umożliwia styczne prowadzenie pierścienia statorowego *5*. W przystawce *6* można montować sprężyny o czterech różnych sztywnościach, zależnie od przewidywanego w eksploatacji zakresu zmienności ciśnienia roboczego. Ciśnienia nominalne dla tych sprężyn wynoszą odpowiednio 2,5; 4; 6,3 oraz 10 MPa. Siła wypadkowa od ciśnienia roboczego oddziałującego na pierścień statora daje składową poziomą, działającą przeciwko sile sprężyny *7*. Jeśli siła ta, a więc i ciśnienie — przekroczy nastawioną wartość, to pierścień przesuwa się w prawo; zmniejszeniu ulega mimośrodowość, a zatem i wydajność pompy zgodnie z odpowiednią charakterystyką wg rys. I-96b. Ciśnienie w układzie ma wymaganą wartość, a wydajność maleje do wartości niezbędnej do uzupełnienia przecieków wewnętrznych pompy, nie przekraczających 10% wydajności nominalnej pompy. Oznacza to, że moc pobierana przez pompę maleje do wartości nie wiele większej od mocy biegu jałowego. Jest to typowy układ regulacji ciśnienia.

Pompy te są produkowane również w kraju na licencji, przez Zakłady PONAR-WADOWICE S.A., w czterech wielkościach o wydajnościach właściwych 8,5, 19, 32 i 47 cm³. Maksymalne ciśnienie robocze wynosi 10 MPa. Ciśnienie ssania nie może przekraczać $p_{a\ min} = 0{,}08$ oraz $p_{a\ max} = 0{,}6$ MPa. Prędkości obrotowe mogą się mieścić w przedziale $1\,000 \div 1\,800$ obr/min. Wymagana dokładność filtracji co najmniej 25 μm.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I.97. Dostosowanie kompresji wstępnej do warunków eksploatacji w pompach typu V4 firmy REXROTH (RFN): a) praca pompy bez kompresji wstępnej, b) praca z kompresją wstępną

Przy przechodzeniu poszczególnych międzyłopatkowych komór wyporowych z przestrzeni ssawnej do tłocznej (rys. I-97a) ciśnienie p_e w nich panujące wzrasta skokowo od wartości ciśnienia ssania do wartości ciśnienia tłoczenia. Wprowadzając za pomocą śruby *10* dodatkową mimośrodowość pionową pierścienia statorowego względem osi wirnika e_1, uzyskuje się również zmienność objętości komór wyporowych przy przechodzeniu ich ze strefy ssania w strefę tłoczenia. Powstają w ten sposób warunki do zmniejszenia szybkości narastania ciśnienia. Przebieg zmiany ciśnienia może więc mieć kształt trapezoidalny (rys. I-97b). Przechodzenie od wartości ciśnienia ssania do wartości ciśnienia tłoczenia następuje wówczas łagodniej poprzez fazę kompresji wstępnej. Wartość ciśnienia kompresji wstępnej p_k może być dostosowywana, przez zmianę mimośrodowości e_1, do wymaganego przez układ ciśnienia tłoczenia. Efektem tego zabiegu jest obniżenie poziomu generowanego przez pompę hałasu do wartości ok. 60 dB(A).

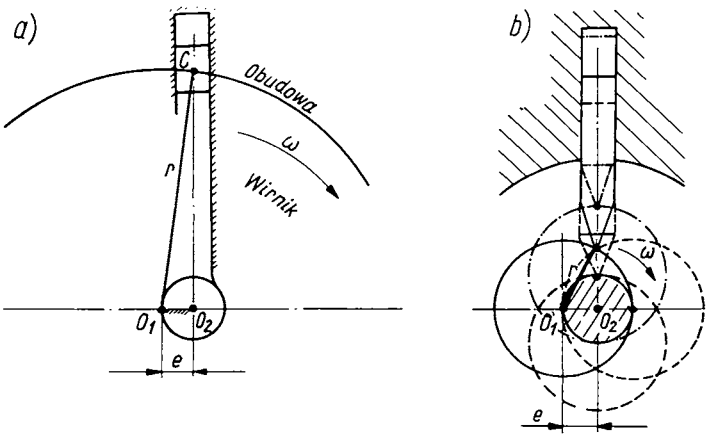
Idea ta została wykorzystana w pompach typu V4 firmy REXROTH [24]. Pompy te mają podwójne łopatki i przewidziane są do pracy przy ciśnieniach roboczych do 16 MPa.

3.5. Pompy wielotłoczkowe promieniowe

3.5.1. Zasada działania i systematyka konstrukcji

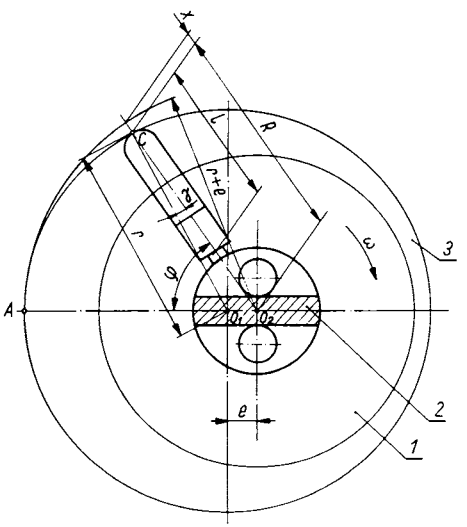
Wielotłoczkowe pompy promieniowe (p. rys. I-21) mogą być budowane w dwóch podstawowych odmianach konstrukcyjnych: *z wirującymi* i *niewirującymi tłoczkami.*

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-98. Zasada działania wielotłoczkowych pomp promieniowych: a) o wirujących tłoczkach, b) o niewirujących tłoczkach

W pompach pierwszej odmiany konstrukcyjnej ruch postępowo-zwrotny tłoczków w komorach wyporowych jest wymuszony obrotem wirnika względem obudowy. Układ jest modyfikacją normalnego mechanizmu korbowego, w którym korbę e (rys. I-98a) unieruchomiono, a cylinder związano z wirnikiem obracającym się względem osi O_2. Punkt C, związany z łącznikiem r o zmiennej długości, wędruje przy tym po kole o środku O_1. Zastępując łącznik r obudową, względem której będzie poruszać się tłoczek (punkt C), uzyskuje się pompę o zasadzie działania przedstawionej na rys. I-99. Wirnik *1*, w którym wykonano wiele promieniowych otworów cylindrowych, obraca się wokół nieruchomej osi *2*, o środku O_2 wraz z tłoczkami pozostającymi w stałym kontakcie z powierzchnią wytoczenia w obudowie *3*. Zasilanie pompy czynnikiem podczas cyklu ssania (poniżej osi O_1O_2) i wytłaczanie czynnika z komór wyporowych w czasie tłoczenia (powyżej osi O_1O_2) następuje przez otwory wzdłużne oraz odpowiednie wycięcia w osi. Oś spełnia zatem funkcje rozrządcze, dokonując



Rys. I-99
Zasada działania wielotłoczkowej pompy promieniowej o wirujących tłoczkach;
1 — wirnik, *2* — oś, *3* — obudowa

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

łączenia komór wyporowych, na zmianę z przewodami ssawnym i tłocznym. Komory wyporowe, zamknięte szczelnie tłoczkami, są łączone z króćcami ssawnym i tłocznym przez oś, a więc od wnętrza pompy i dlatego konstrukcje te nazywa się często *pompami zasilanymi* lub *obciążonymi wewnętrznie.*

W pompach drugiej odmiany konstrukcyjnej ruch tłoczków jest wymuszony wałkiem napędowym z krzywką — mimośrodem (rys. I-98b), z którą pozostają w kontakcie, najczęściej za pośrednictwem odpowiednio ukształtowanych stopek. Jest to również układ równoważny kinematycznie mechanizmowi korbowemu, lecz o stałej długości korby *e* i łącznika *r*. Przestrzenie wyporowe są zamknięte tłoczkami od strony wnętrza pompy, a ich łączenie z przewodami — ssawnym i tłocznym — odbywa się od strony zewnętrznej nieruchomego bloku cylindrowego. Z tego też względu konstrukcje te są nazywane *pompami zasilanymi* lub *obciążonymi zewnętrznie.*

Pompy promieniowe można podzielić także według rodzaju rozrządu na *pompy z rozrządem szczelinowym* lub *pompy z rozrządem zaworowym.* Rozrząd szczelinowy może być albo rozrządem czopowym, występującym najczęściej w pompach z wirującymi tłoczkami, lub czołowym, stosowanym raczej w konstrukcjach przeznaczonych do pracy jako silniki. Rozrząd zaworowy, występujący z reguły w pompach z niewirującymi tłoczkami, cechuje się tym, że każdy tłoczek współpracuje z zaworami ssawnym i tłocznym. Zawory te umożliwiają napełnienie komory wyporowej podczas ssania oraz odprowadzenie czynnika do przewodu tłocznego podczas cyklu tłoczenia.

Wydajność pompy promieniowej zależy od skoku tłoczka, równego podwójnej wartości mimośrodu *e*. Jeśli wartość ta jest niezmienna, to pompa ma stałą, nienastawną wydajność. Zmieniając wartość mimośrodu, np. za pomocą zmiany położenia osi obudowy względem wirnika, można uzyskać zmianę wartości wydajności pompy. Pompy promieniowe można zatem podzielić w zależności od wydajności na *pompy o stałej* i *pompy o zmiennej (nastawnej) wydajności.* Wartość mimośrodu w pompach o zmiennej wydajności może być nastawiana dowolnie i w sposób ciągły między dwoma wartościami skrajnymi, różniącymi się znakiem. Ze zmianą znaku mimośrodu zmianie ulega kierunek tłoczenia pompy. Przewód ssawny staje się przewodem tłocznym, a tłoczny — ssawnym. Jeśli mimośród przyjmie wartość zerową, to wydajność pompy jest również zerowa.

Poprawną pracę pompy uzyska się wtedy i tylko wtedy, gdy zapewniony będzie stały kontakt tłoczków z powierzchnią wytoczenia obudowy w pompach z wirującymi tłoczkami lub z powierzchnią krzywki-mimośrodu w pompach o tłoczkach niewirujących. Można to osiągnąć za pomocą:

— dostatecznie dużej siły odśrodkowej działającej na tłoczki pomp z wirującym blokiem cylindrowym,

— stosowania przymusowego prowadzenia tłoczków w odpowiednio ukształtowanej prowadnicy wykonanej w obudowie, jak ma to miejsce np. w pompach budowanych przez firmę HANAUER PUMPENFABRIK (RFN),

— wprowadzenia do cylindra pod tłoczek odpowiednio zwymiarowanych sprężyn, zapewniających ruch wysuwowy tłoczków podczas ssania, w pompach o niewirujących tłoczkach,

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

— zasilania pompy dodatkową pompą wstępną, zapewniającą występowanie w przestrzeni ssawnej określonego nadciśnienia.

Wszystkie te zabiegi odnoszą się do pompy. W silniku kontakt tłoczków z powierzchniami wytoczenia obudowy lub krzywki-mimośrodu jest zapewniony zawsze, ponieważ czynnik jest doprowadzany z pompy pod ciśnieniem tym większym, im większe jest obciążenie silnika.

Podstawową zaletą pomp promieniowych jest możliwość uzyskiwania dużych wydajności dzięki temu, że w bębnie cylindrowym może pracować równocześnie znaczna nawet liczba tłoczków usytuowanych w wielu rzędach. Ze względu na wartości ciśnień roboczych pompy te ustępują innym konstrukcjom wielotłoczkowych pomp wyporowych.

Obecnie przeważają konstrukcje pomp z wirującymi tłoczkami i dlatego są one przedmiotem szczegółowych rozważań w ramach tego rozdziału.

3.5.2. Kinematyka pompy

Układ pompy z wirującymi tłoczkami przedstawiono na rys. I-99. Jeśli w początkowej fazie cyklu tłoczenia tłoczek zajmował skrajne zewnętrzne położenie (punkt A), to przy obrocie wirnika, zgodnie z kierunkiem strzałki, będzie poruszał się w kierunku osi wirnika. Po czasie t wirnik obróci się o kąt φ, a tłoczek zajmie położenie wyznaczone punktem C. Dozna przy tym przemieszczenia względem otworu o wartość

$$x = r + e - R \tag{I-226}$$

Korzystając z trójkąta O_1CO_2 można wyprowadzić zależność

$$R = e\cos\varphi + r\cos\gamma \tag{I-227}$$

z twierdzenia sinusów otrzymuje się

$$\sin\gamma = \frac{e}{r}\sin\varphi$$

oraz

$$\cos\gamma = \sqrt{1-\sin^2\gamma} = \sqrt{1-\left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2\varphi}$$

Po rozwinięciu wyrażenia pierwiastkowego w szereg potęgowy i uwzględnieniu tylko dwu pierwszych wyrazów, otrzymuje się w przybliżeniu

$$\cos\gamma = 1 - \frac{1}{2}\left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2\varphi$$

Po podstawieniu do zależności (I-227) uzyskuje się ostatecznie

$$R = r + e\left(\cos\varphi - \frac{e}{2r}\sin^2\varphi\right) \tag{I-228}$$

oraz

$$x = e\left(1 - \cos\varphi + \frac{e}{2r}\sin^2\varphi\right) \tag{I-229}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

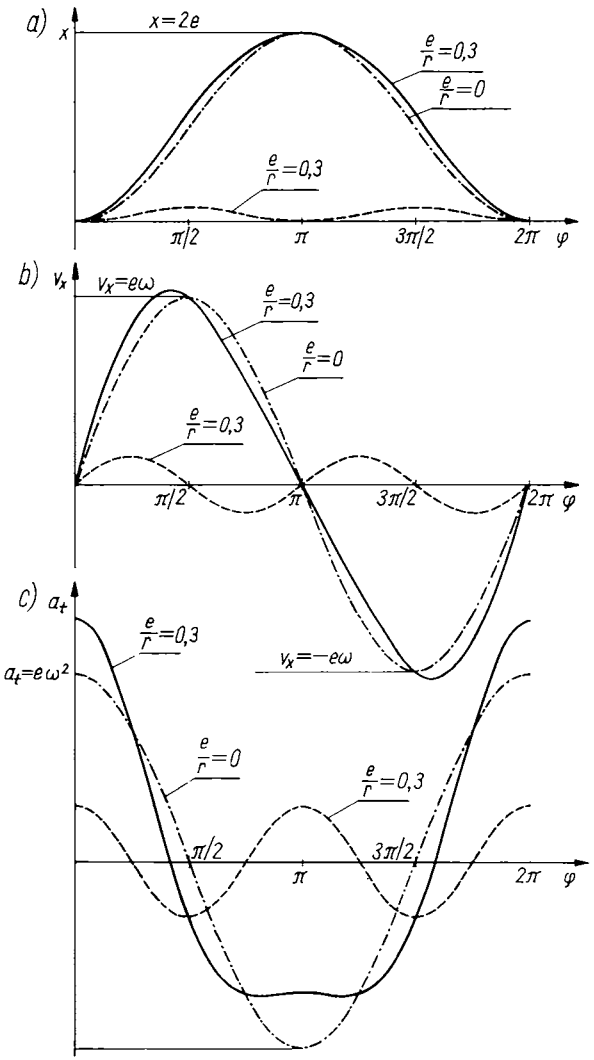
Ponieważ

$$\sin^2 \varphi = \frac{1-\cos 2\varphi}{2}$$

więc ostatecznie droga tłoczka

$$x = e(1-\cos\varphi) + \frac{e^2}{4r}(1-\cos 2\varphi) \qquad \text{(I-229a)}$$

Jest to znane wyrażenie opisujące drogę tłoka normalnego mechanizmu korbowego. Przedstawia sumę dwóch funkcji harmonicznych, z których druga — o mniejszej amplitudzie — ma dwukrotnie mniejszy okres niż pierwsza. Na rys. I-100a przedstawiono wykresy drogi tłoczka w funkcji kąta φ obrotu wirnika. Linią punktową oznaczono przebieg zmienności pierwszego składnika sumy, linią przerywaną — drugiego dla $e/r = 0{,}3$, natomiast linią ciągłą — sumę



Rys. I-100
Zależność od kąta obrotu wirnika:
a) drogi, b) prędkości,
c) przyspieszenia tłoczka w ruchu postępowo-zwrotnym

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

obu funkcji dla tej samej wartości stosunku e/r. W budowie pomp promieniowych zwykle przyjmuje się $e/r \leqslant 0{,}1$, a więc drugi składnik sumy (I-229) można pominąć, nie popełniając większego błędu.

Prędkość względna tłoczka w otworze cylindrowym jest pierwszą pochodną drogi względem czasu

$$v_t = \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} = e\omega\left(\sin\varphi + \frac{e}{2r}\sin 2\varphi\right) \tag{I-230}$$

Jest to również suma dwóch funkcji harmonicznych, z których druga ma dwa razy krótszy okres. Jej przebieg zilustrowano graficznie na rys. I-100b. Linią punktową przedstawiono przebieg zależności (I-230) dla $e/r = 0$, czyli przebieg pierwszej funkcji, linią przerywaną — drugiej dla $e/r = 0{,}3$, natomiast linią ciągłą ich sumę. Jeśli wartość stosunku $e/r \leqslant 0{,}1$, to błąd powstały na skutek pominięcia drugiej harmonicznej nie przekroczy 5% dla maksymalnej wartości $2\varphi = \pi/4$.

W większości przypadków można więc w obliczeniach przyjmować

$$v_t = e\omega\sin\varphi \tag{I-230a}$$

Maksymalna prędkość tłoczka względem ścianek otworu wystąpi przy kącie $\varphi_{v_{t\,max}}$, którego wartość można wyznaczyć z warunku

$$\frac{\mathrm{d}v_t}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\varphi}\left(\sin\varphi + \frac{e}{2r}\sin 2\varphi\right) = \cos\varphi + \frac{e}{r}\cos 2\varphi = 0$$

skąd

$$(\cos\varphi)_{v_{t\,max}} = \frac{r}{4e}\left[\sqrt{1 - 8\left(\frac{e}{r}\right)^2} - 1\right] \tag{I-231}$$

Po przyjęciu $e/r = 0{,}1$ otrzymuje się $\varphi_{v_{t\,max}} \approx 84°20'$. Przesunięcie to jest więc także nieznaczne. Nie popełniając zatem większego błędu, można przyjąć $\varphi_{v_{t\,max}} = \pi/2$, a wówczas z równania (I-230a) można wyznaczyć zależność

$$v_{t\,max} = \pm e\omega$$

Dokładną wartość $v_{t\,max}$ otrzymuje się podstawiając $\varphi_{v_{t\,max}}$ do równania (I-230). Jeśli przyjąć przebieg zmienności v_t zgodny ze wzorem (I-230a), to średnią prędkość tłoczka można wyznaczyć jako

$$v_{t\,śr} = \frac{e\omega}{\pi}\int_0^{\pi}\sin\varphi\,\mathrm{d}\varphi = \frac{2e\omega}{\pi} \tag{I-232}$$

Niezależnie od ruchu postępowo-zwrotnego tłoczki wirują wraz z wirnikiem wokół osi O_2 (rys. I-99). Prędkość obwodową główki tłoczka (punkt C) można wyznaczyć jako $v_0 = R\omega$, podstawiając zależność (I-228), w wyniku czego otrzymuje się *prędkość obwodową główki tłoczka*

$$v_0 = e\omega\left(\frac{r}{e} + \cos\varphi - \frac{e}{2r}\sin^2\varphi\right) \tag{I-233}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Po zróżniczkowaniu równania (I-230) uzyskuje się *przyspieszenie układu tłoczek-wirnik w ruchu względnym*

$$a_t = \frac{dv_t}{dt} = e\omega^2\left(\cos\varphi + \frac{e}{r}\cos 2\varphi\right) \tag{I-234}$$

Interpretację graficzną tego równania podano na wykresach na rys. I-100c. Linią punktową przedstawiono przebieg przyspieszeń dla nieskończonej długości łącznika ($e/r = 0$), dla której

$$a_t = e\omega^2\cos\varphi \tag{I-234}$$

Na krzywą tę nakłada się drugą, o dwa razy mniejszym okresie i kilkakrotnie mniejszej amplitudzie, przedstawioną na rysunku linią przerywaną, dla $e/r = 0{,}3$. Linią ciągłą oznaczono przebieg wypadkowy. Skrajne wartości przyspieszeń występują w skrajnych położeniach tłoczka; największe przyspieszenie występuje przy $\varphi = 0$, najmniejsze zaś przy $\varphi = \pi$. Z przebiegu krzywej wynika również, że w obszarze $-\pi/2 < \varphi < \pi/2$ przyspieszenie ma wartość dodatnią, czyli jest skierowane do osi wirnika, natomiast w obszarze $\pi/2 < \varphi < 3\pi/2$ — przeciwnie.

Tłoczek wraz z wirnikiem doznaje ruchu obrotowego. Oprócz przyspieszeń w ruchu postępowo-zwrotnym będą występować także przyspieszenia normalne oraz przyspieszenie Coriolisa. Przyspieszenie normalne w ruchu unoszenia odnosi się zwykle do środka ciężkości tłoczka. Jeśli przyjmuje się długość tłoczka równą l, to *przyspieszenie normalne* można wyznaczyć jako

$$a_n = \left(R - \frac{l}{2}\right)\omega^2$$

Po podstawieniu zależności (I-228) otrzymuje się przyspieszenie normalne w postaci

$$a_n = e\omega^2\left(\cos\varphi + \frac{r}{e} - \frac{e}{2r}\sin^2\varphi - \frac{l}{2e}\right) \tag{I-235}$$

oraz przyjmując $e\sin^2\varphi/2r \approx 0$, ostatecznie

$$a_n = e\omega^2\left(\cos\varphi + \frac{r}{e} - \frac{l}{2e}\right) \tag{I-235a}$$

Jeśli tłoczki mają wymuszone prowadzenie w obudowie za pomocą odpowiednio ukształtowanych prowadników (wg rys. I-101b), to zamiast wyrażenia $(R - l/2)$ należy podstawić rzeczywistą odległość środka ciężkości, układu tłoczek-prowadnik, od osi wirnika.

Przyspieszenie Coriolisa oblicza się jako podwójny iloczyn wektorowy prędkości względnej tłoczka v_t w otworze i prędkości kątowej wirnika, a więc

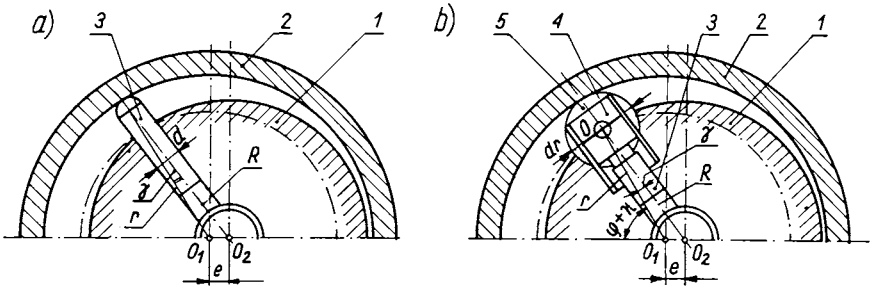
$$a_c = 2\omega v_t \sin\beta$$

gdzie β jest kątem między wektorami $\vec{v}_t$ i $\vec{\omega}$.

Ponieważ oś obrotu wirnika jest prostopadła do kierunku prędkości v_t, czyli $\sin\beta = 1$, więc zależność tę można zapisać jako

$$a_c = 2\omega v_t$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-101. Pompa wielotłoczkowa promieniowa: a) z tłoczkami sferycznymi, b) z tłoczkami wyposażonymi w rolkę toczną; *1* — wirnik, *2* — pierścień obudowy, *3* — tłoczek, *4* — prowadnik, *5* — rolka

Wykorzystując zależność (I-230) otrzymuje się

$$a_c = 2e\omega^2\left(\sin\varphi + \frac{e}{2r}\sin 2\varphi\right) \qquad \text{(I-236)}$$

lub po odrzuceniu drugiego składnika sumy, jako wielkości małej

$$a_c = 2e\omega^2 \sin\varphi \qquad \text{(I-236)}$$

Jeśli tłoczek porusza się w kierunku osi obrotu wirnika (cykl tłoczenia), to przyspieszenie Coriolisa a_c ma zwrot przeciwny do kierunku obrotów wirnika. Gdy tłoczek wysuwa się z otworu w fazie ssania, wówczas zwrot a_c jest zgodny z kierunkiem obrotu wirnika.

Współpracujące z obudową tłoczki mogą mieć końcówkę kulistą (rys. I-101a) lub rolkę toczną (rys. I-101b). W pierwszym przypadku na współpracujących powierzchniach występuje tarcie ślizgowe, w drugim — tarcie potoczyste. Dla tłoczka z główką kulistą punkt styku sferycznej powierzchni główki z wewnętrzną powierzchnią obudowy jest najczęściej przesunięty względem osi tłoczka, na skutek pochylenia bieżni o określony kąt β względem płaszczyzny przechodzącej przez środki O_1 i O_2 i prostopadłej do osi wirnika. W ten sposób tłoczek jest również zmuszany do ruchu obrotowego względem swojej osi o określony kąt na zmianę to w jednym, to w przeciwnym kierunku. Złożony ruch tłoczka jest korzystniejszy od czystego ruchu postępowo-zwrotnego, ponieważ zmniejsza tarcie tłoczka w otworze cylindrowym oraz zapewnia bardziej równomierne zużywanie się powierzchni sferycznej główki. Rozwiązanie tego rodzaju przedstawiono na rys. I-102. Przyjmując układ osi współrzędnych w płaszczyźnie prostopadłej do osi tłoczka i przechodzącej przez punkt styku powierzchni sferycznej główki o promieniu ϱ z bieżnią, można wyznaczyć współrzędne punktu A

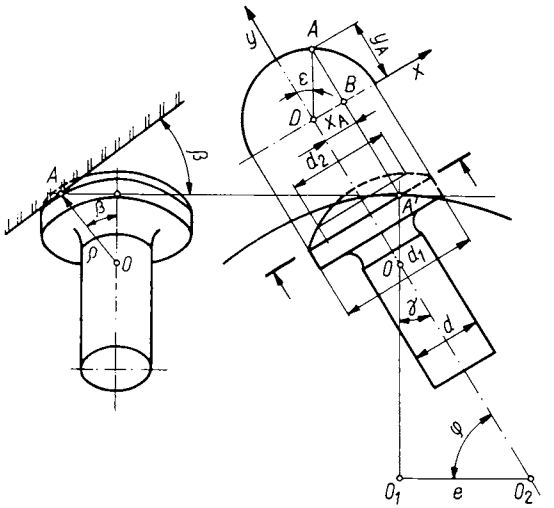
$$x_A = DB = \varrho\cos\beta\sin\gamma = \varrho\frac{e}{r}\cos\beta\sin\varphi$$

$$y_A = AB = \varrho\sin\beta$$

skąd

$$\operatorname{tg}\varepsilon = \frac{x_A}{y_A} = \frac{e}{r}\operatorname{ctg}\beta\sin\varphi \quad \text{i} \quad \varepsilon = \operatorname{arc\,tg}\left[\frac{e}{r}\operatorname{ctg}\beta\sin\varphi\right]$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-102
Kinematyka tłoczka z główką sferyczną

Prędkość kątową tłoczka w ruchu obrotowym względem jego osi, zakładając ruch bez poślizgu, można obliczyć jako

$$\omega_t = \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\omega \frac{e}{r} \operatorname{ctg}\beta \cos\varphi}{1 + \left(\frac{e}{r}\right)^2 \operatorname{ctg}^2\beta \sin^2\varphi} \tag{I-237}$$

Jeśli $e/r \leqslant 0{,}1$, a kąt β jest stosunkowo niewielki (zwykle $14° < \beta < 20°$), to z dostateczną w praktyce dokładnością można przyjąć mianownik równy jedności, a zatem

$$\omega_t = \omega \frac{e}{r} \operatorname{ctg}\beta \cos\varphi \tag{I-237a}$$

Ze wzoru tego wynika, że zależność prędkości kątowej tłoczka względem jego własnej osi jest kosinusoidą. Przy obrocie silnika w obszarze zmian kąta $-\pi/2 < \varphi < \pi/2$ tłoczek będzie się obracał w jednym kierunku, natomiast dla kąta w obszarze $\pi/2 < \varphi < 3\pi/2$ w kierunku przeciwnym. W punktach zwrotnych, tzn. dla $\varphi = \pi/2$ oraz $\varphi = 3\pi/2$, prędkość kątowa tłoczka jest równa zeru. *Całkowity kąt obrotu tłoczka* można wyznaczyć jako

$$\varepsilon = \int_{-\pi/2}^{3\pi/2} \omega_t \, dt = \frac{e}{r} \operatorname{ctg}\beta \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \cos\varphi \, d\varphi = 2\frac{e}{r} \operatorname{ctg}\beta \tag{I-238}$$

Odległość punktu styku A powierzchni sferycznej tłoczka z bieżnią od jego osi

$$AD = \sqrt{x_A^2 + y_A^2} = \sqrt{\left(\varrho \frac{e}{r} \cos\beta \sin\varphi\right)^2 + (\varrho \sin\beta)^2}$$

Największą wartość uzyskuje się dla $\varphi = \pi/2$, a więc

$$AD_{max} = \sqrt{\left(\varrho \frac{e}{r} \cos\beta\right)^2 + (\varrho \sin\beta)^2}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Jeśli zatem punkt styku A ma leżeć na powierzchni sferycznej tłoczka, to musi być spełniony warunek $\frac{d_1}{2} \geqslant AD_{max}$, skąd

$$\frac{\varrho}{d_1} \leqslant \frac{1}{2\sqrt{\left(\frac{e}{r}\cos\beta\right)^2 + \sin^2\beta}} \tag{I-239}$$

Warunek ten pozostaje ważny również dla tłoczka o główce kulistej, nie zakończonej talerzem. Zamiast średnicy talerzyka d_1 należy wówczas podstawić średnicę tłoczka d.

W niektórych konstrukcjach stosuje się tłoczki o główce ściętej w sposób oznaczony na rys. I-102. Maksymalną możliwą wartość ścięcia, określoną przez średnicę d_2, można wyznaczyć ze wzoru na odległość AD przyjmując $\varphi = 0$. Otrzymuje się wówczas

$$AD - AD_{min} = \varrho \sin\beta$$

skąd

$$d_2 \leqslant 2\varrho \sin\beta \tag{I-240}$$

Tłoczki znajdują się pod działaniem ciśnienia oraz siły odśrodkowej. Obie te siły dociskają tłoczki do bieżni bębna 2 (rys. I-101). Istnieje wówczas między tłoczkami a obudową sprzężenie cierne, w wyniku czego obudowa — jeśli ją ułożyskować na osi o ośrodku O_1 — będzie obracać się w kierunku zgodnym z kierunkiem obrotów wirnika. Jeśli założyć, że bieżnia obracającego się bębna *2* jest pod działaniem tylko jednego tłoczka, to *prędkość kątową bębna* można obliczyć jako

$$\omega_b = \frac{\mathrm{d}(\varphi + \gamma)}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}t} + \frac{\mathrm{d}\gamma}{\mathrm{d}t}$$

Ponieważ

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{e}{r}\sin\varphi\right)$$

więc

$$\omega_b = \omega\left(1 + \frac{\frac{e}{r}\cos\varphi}{\sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2\varphi}}\right) \tag{I-241}$$

Przyjmując, dla $e/r \leqslant 0{,}1$, wartość pierwiastka bliską jedności, otrzymuje się zależność przybliżoną w postaci

$$\omega_b = \omega\left(1 + \frac{e}{r}\cos\varphi\right) \tag{I-241a}$$

z której wynika, że prędkość kątowa bębna ω_b niewiele różni się od prędkości kątowej wirnika ω. Ponieważ w kontakcie z bieżnią pozostaje z tłoczków, więc

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

wartość jej prędkości kątowej jeszcze bardziej zbliża się do wartości prędkości kątowej wirnika. Nie popełnia się zatem większego błędu przyjmując $\omega_b \approx \omega$. Po wprowadzeniu bieżni w ruch obrotowy zmniejsza się zużycie tłoczków, ponieważ ich poślizg względem bębna wynika tylko ze zmian wartości $\gamma = \sphericalangle O_1CO_2$ (rys. I-99) jako funkcji kąta obrotu φ wirnika.

Jeśli tłoczek *3* jest zakończony rolką *5* osadzoną w prowadnicy *4* (rys. I-101b), to *prędkość kątową rolki* ω_r względem jej osi obrotu będzie można wyznaczyć jako pochodną kąta γ względem czasu

$$\omega_r = \frac{\mathrm{d}\gamma}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}\left(\arcsin\left[\frac{e}{r}\sin\varphi\right]\right)}{\mathrm{d}t} = \omega\frac{\frac{e}{r}\cos\varphi}{\sqrt{1-\left(\frac{e}{r}\right)^2\sin^2\varphi}} \tag{I-242}$$

Po przyjęciu, jak poprzednio, wartości pierwiastka równej w przybliżeniu 1 otrzymuje się wzór na prędkość kątową rolki w postaci

$$\omega_r = \omega\frac{e}{r}\cos\varphi \tag{I-242a}$$

Rolka, jak wynika z równania, będzie się obracać w obu kierunkach. Punktami zwrotnymi będą położenia wyznaczone kątami $\varphi = \pi/2$ oraz $\varphi = 3\pi/2$. *Całkowity kąt obrotu rolki* wyznacza się podobnie jak poprzednio

$$\psi = \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \omega_r\,\mathrm{d}t = \frac{e}{r}\int_{-\pi/2}^{\pi/2} \cos\varphi\,\mathrm{d}\varphi = \frac{2e}{r} \tag{I-243}$$

3.5.3. Wydajność

Każdy tłoczek pozostaje w przestrzeni tłocznej tylko podczas połowy obrotu wirnika. Odnosząc zatem wydajność do pełnego obrotu, należy prędkość średnią wg wzoru (I-232), z której korzysta się przy obliczaniu wydajności średniej, podzielić przez dwa. *Wydajność pompy o z tłoczkach,* z których każdy ma pole powierzchni przekroju poprzecznego równe f

$$Q_{gt} = Q_{śr} = fe\omega\,\frac{z}{\pi} = 2fz\varepsilon e_{max}n = \varepsilon qn \tag{I-244}$$

przy czym

$$q = 2fze_{max} \tag{I-245}$$

wyraża wydajność właściwą pompy, zdefiniowaną w p. 3.1.2, n — prędkość obrotowa wałka, a ε — parametr nastawy wydajności pompy, wyznaczony za pomocą stosunku aktualnej nastawy mimośrodu e do wartości maksymalnej e_{max}, możliwej do osiągnięcia w danej konstrukcji ($\varepsilon = e/e_{max}$). Dla pompy o stałej wydajności $\varepsilon = 1$.

Wydajność wg wzoru (I-244) jest również *wydajnością teoretyczną pompy*, osiągalną przy ciśnieniu tłoczenia równym ciśnieniu ssania, a więc bez uwzględnienia jakichkolwiek strat objętościowych.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Wydajność chwilową pompy o z tłoczkach można obliczyć, podstawiając prędkość względną tłoczka v_t w komorze wyporowej określoną zależnością (I-230). Zakładając równomierne rozmieszczenie tłoczków w wirniku o kącie środkowym $\alpha = 2\pi/z$, otrzymuje się wzór na *wydajność chwilową pompy* w postaci

$$Q = fe\omega \left\{ \sin\varphi + \sin(\varphi+\alpha) + \sin(\varphi+2\alpha) + \cdots + \sin(\varphi+p\alpha) + \frac{e}{2r} \times \right.$$
$$\left. \times \left[\sin 2\varphi + \sin 2(\varphi+\alpha) + \sin 2(\varphi+2\alpha) + \cdots + \sin 2(\varphi+p\alpha) \right] \right\} \qquad \text{(I-246)}$$

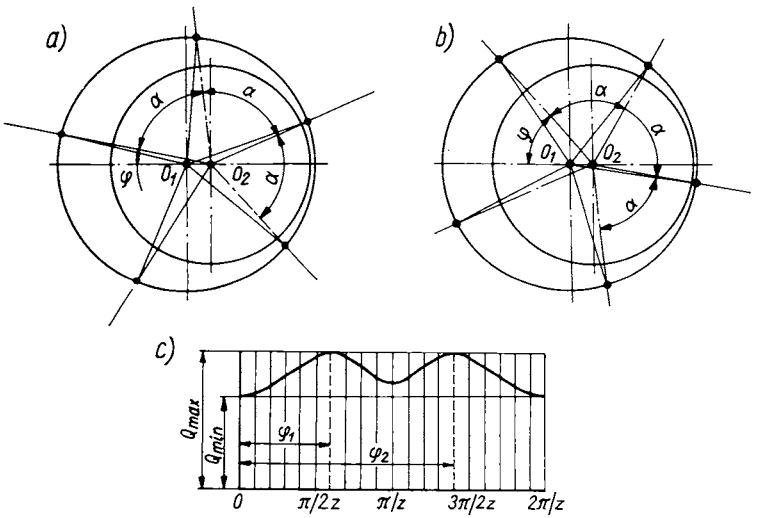
Zmienność wydajności chwilowej w funkcji kąta obrotu wirnika φ można wyznaczyć, obliczając wartości zależności (I-246) dla przyjętego kroku zmiennej niezależnej (np. $\varphi = 0°$, $5°$, $10°$ itd.) lub graficznie sumując rzędne naniesionych na siebie sinusoid składowych. Szczególnie często drugi sposób jest stosowany w literaturze przedmiotu w celu wyjaśnienia charakteru zjawiska. Żadna z tych metod nie umożliwia jednak dokonania pełnej analizy zależności $Q = f(\varphi)$, a tym samym ścisłego określenia wpływu liczby tłoczków na nierównomierność wydajności. Najwygodniejszą, bo prowadzącą do prostych wzorów, jest wyjaśniona niżej metoda analityczna [25].

Wzór (I-246) można zapisać prościej jako

$$Q = fe\omega \left[\sum_{k=0}^{i-1} \sin(\varphi+k\alpha) + \frac{e}{2r} \sum_{k=0}^{i-1} \sin 2(\varphi+k\alpha) \right] \qquad \text{(I-246a)}$$

gdzie i wyraża liczbę tłoczków znajdujących się równocześnie w strefie tłoczenia.

Wartość i zależy od tego, czy liczba tłoczków pompy jest parzysta, czy też nieparzysta. Dla pompy o parzystej liczbie tłoczków ($z = 2m$), w strefie tłocznej znajduje się zawsze ta sama liczba tłoczków, równa $i = m = z/2$, niezależnie od



Rys. I-103. Pompa promieniowa o nieparzystej liczbie tłoczków: a) położenie wirnika, przy którym w strefie tłocznej znajduje się $(z+1)/2$ tłoczków, b) położenie, przy którym w strefie tłocznej znajduje się $(z-1)/2$ tłoczków, c) przebieg wydajności chwilowej w okresie od $\varphi = 0$ do $\varphi = \alpha = 2\pi/z$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

położenia wirnika. W pompach o nieparzystej liczbie tłoczków, równej $z = 2m-1$, w strefie tłoczenia może znajdować się równocześnie różna liczba tłoczków. Na rys. I-103 widać, że jeśli $0 \leqslant \varphi \leqslant \alpha/2$, to $i = m = (z+1)/2$ tłoczków, natomiast dla $\alpha/2 < \varphi \leqslant \alpha$ $i = m-1 = (z-1)/2$ tłoczków.

Równanie (I-246a) można przekształcić, wykorzystując łatwą do udowodnienia równość

$$\sum_{k=0}^{i-1} \sin(\varphi + k\alpha) = \sin\left(\varphi + \frac{i-1}{2}\alpha\right) \frac{\sin\frac{i\alpha}{2}}{\sin\frac{\alpha}{2}}$$

Otrzymuje się wówczas wzór na wydajność chwilową pompy w postaci

$$Q = fe\omega\left[\sin\left(\varphi + \frac{i-1}{2}\alpha\right)\frac{\sin\frac{i\alpha}{2}}{\sin\frac{\alpha}{2}} + \frac{e}{2r}\sin 2\left(\varphi + \frac{i-1}{2}\alpha\right)\frac{\sin i\alpha}{\sin\alpha}\right] \qquad \text{(I-247)}$$

Dla pomp o parzystej liczbie tłoczków, dla których w strefie tłoczenia znajduje się zawsze $i = m = z/2$ tłoczków, $\sin i\alpha = \sin\left(\frac{z}{2}\frac{2\pi}{z}\right) = 0$, a więc drugi składnik sumy (I-247) jest zerem. Ponieważ także $(i-1)/2 = (\pi/2 - \pi/z)$ oraz $i\alpha/2 = \pi/2$, zatem wyrażenie określające *wydajność chwilową pompy* przyjmuje postać

$$Q = fe\omega\frac{\cos\left(\varphi - \frac{\pi}{z}\right)}{\sin\frac{\pi}{z}} \qquad \text{(I-248)}$$

Kąt φ_1, odpowiadający maksymalnej wartości wydajności chwilowej, wyznacza się, różniczkując wyrażenie (I-248) i przyrównując pochodną do zera

$$\frac{dQ}{d\varphi} = \sin\left(\frac{\pi}{z} - \varphi\right) = 0, \quad \text{skąd} \quad \varphi = \varphi_1 = \frac{\pi}{z}$$

Po podstawieniu $\varphi_1 = \pi/z$ w równaniu (I-248) otrzymuje się *maksymalną wartość wydajności pompy*

$$Q_{max} = \frac{fe\omega}{\sin\frac{\pi}{z}} \qquad \text{(I-249)}$$

Ze względu na symetrię występowania wartości maksymalnej dla $\varphi_1 = \pi/z$ w przedziale $0 \leqslant \varphi \leqslant 2\pi/z$, jak wynika to z równania (I-248), *wartości minimalne wydajności* wystąpią dla kątów wyznaczających granicę przedziału — tzn. dla $\varphi = 0$ oraz $\varphi = 2\pi/z$ — a więc

$$Q_{min} = fe\omega\operatorname{ctg}\frac{\pi}{z} \qquad \text{(I-250)}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Dla pomp o nieparzystej liczbie tłoczków w strefie tłoczenia znajduje się równocześnie $i = (z \pm 1)/2$ tłoczków. Po zróżniczkowaniu równania (I-247) względem kąta φ i przyrównaniu pochodnej do zera otrzymuje się warunek umożliwiający wyznaczenie kąta φ_x, ważny dla $z > 2$, przy którym $Q = Q_{max}$

$$\cos\left(\varphi_x + \frac{i-1}{2}\alpha\right) + \frac{e}{2r}\cos 2\left(\varphi_x + \frac{i-1}{2}\alpha\right)\frac{\cos\frac{i\alpha}{2}}{\cos\frac{\alpha}{2}} = 0$$

lub podstawiając

$$\Psi = \left(\varphi_x + \frac{i-1}{2}\alpha\right) \quad \text{oraz} \quad A = \frac{\cos\frac{i\alpha}{2}}{\cos\frac{\alpha}{2}}$$

w postaci

$$2\frac{e}{r}A\cos^2\Psi + \cos\Psi - \frac{e}{r}A = 0$$

skąd

$$\cos\Psi = \frac{\sqrt{\cos^2\frac{\alpha}{2} + 8\left(\frac{e}{r}\right)^2\cos^2\frac{i\alpha}{2}} - \cos\frac{\alpha}{2}}{4\frac{e}{r}\cos\frac{i\alpha}{2}} \qquad \text{(I-251)}$$

Drugi pierwiastek równania kwadratowego należy odrzucić, ponieważ daje wartość $|\cos\Psi| > 1$.

Ze wzoru tego wynika, że dla ustalonego z, $\alpha = f(z)$ oraz e/r, kąt Ψ zależy tylko od $i = (z \pm 1)/2$, ponieważ $\Psi = f(\cos i\alpha/2)$. Wyrażenie $\cos i\alpha/2 = \pm\sin\pi/2z$, a zatem równanie (I-251) będzie mieć dwa pierwiastki, równe co do wartości bezwzględnej lecz różniące się znakiem, czyli $\cos\Psi_1 = -\cos\Psi_2$, skąd wynika dalsza ich własność taka, że $\Psi_1 + \Psi_2 = \pi$. Kąt Ψ_1 odpowiada położeniu wirnika $0 \leqslant \varphi \leqslant \alpha/2 = \pi/z$, dla którego $i = m = (z+1)/2$ (rys. I-103a), natomiast kąt Ψ_2 położeniu $\alpha/2 = \pi/z \leqslant \varphi \leqslant \alpha = 2\pi/z$, dla którego $i = m-1 = (z-1)/2$ (rys. I-103b). Odpowiadające wartościom kątów Ψ_1 i Ψ_2 wartości kąta φ_x równe φ_1 i φ_2, są związane zależnością wyznaczaną ze związku $\Psi = f(\varphi)$

$$\varphi_1 + \varphi_2 = \Psi_1 - \frac{z+1}{4}\alpha + \frac{\alpha}{2} + \Psi_2 - \frac{z-1}{4}\alpha + \frac{\alpha}{2} = \frac{2\pi}{z}$$

Maksymalne wartości wydajności chwilowej można wyznaczyć, podstawiając w równaniu (I-247) obliczone ze wzoru (I-251) wartości $\varphi_x = \varphi_{1,2}$, jako

$$Q_{max} = fe\omega\left[\sin\left(\varphi_x + \frac{i-1}{2}\alpha\right)\frac{\sin\frac{i\alpha}{2}}{\sin\frac{\alpha}{2}} + \frac{e}{2r}\sin 2\left(\varphi_x + \frac{i-1}{2}\alpha\right)\frac{\sin i\alpha}{\sin\alpha}\right] \qquad \text{(I-252)}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

W równaniu tym należy podstawiać

— dla $0 \leqslant \varphi \leqslant \pi/z$, gdy w strefie tłoczenia znajduje się $i = m = (z+1)/2$ tłoczków

$$\varphi_x + \frac{i-1}{2}\alpha = \varphi_1 + \frac{i-1}{2}\alpha = \Psi_1 \quad \text{oraz} \quad i = \frac{z+1}{2}$$

— dla $\pi/z < \varphi < 2\pi/z$, gdy w strefie tłoczenia znajduje się $i = m-1 = (z-1)/2$ tłoczków

$$\varphi_x + \frac{i-1}{2}\alpha = \varphi_2 + \frac{i-1}{2}\alpha = \Psi_2 \quad \text{oraz} \quad i = \frac{z-1}{2}$$

Ponieważ $\Psi_2 = \pi - \Psi_1$, więc $\sin\Psi_2 = \sin\Psi_1$ i $\sin 2\Psi_2 = -\sin 2\Psi_1$. Po podstawieniu $\sin(i\alpha/2) = \cos(\pi/2z)$ i $\sin(i\alpha) = \pm\sin(\pi/z)$ można się przekonać, że z równania (I-251) otrzymuje się jednakowe wartości Q_{max} dla $\varphi = \varphi_1$ i $\varphi = \varphi_2 = 2\pi/z - \varphi_1$. Są one przy tym równoodległe od granic przedziału, tj. $\varphi = 0$ i $\varphi = \alpha = 2\pi/z$.

Po podstawieniu do równania (I-247) $i = (z \pm 1)/2$ oraz $\alpha = 2\pi/z$, otrzymuje się ogólnie ważną zależność na *wydajność chwilową pompy o nieparzystej liczbie tłoczków*

$$Q = \frac{fe\omega}{2}\left[\frac{\cos\left(\varphi - \frac{\pi}{z} \pm \frac{\pi}{2z}\right)}{\sin\frac{\pi}{2z}} \pm \frac{e}{2r}\frac{\sin 2\left(\varphi - \frac{\pi}{z} \pm \frac{\pi}{2z}\right)}{\cos\frac{\pi}{z}}\right] \tag{I-253}$$

w której znaki górne odnoszą się do przedziału $0 \leqslant \varphi < \pi/z$, a znaki dolne do przedziału $\pi/z < \varphi \leqslant 2\pi/z$.

Dokonując analogicznych podstawień obu wartości kąta φ, tzn. φ_1 i φ_2, otrzymuje się *wzór ogólny na maksymalną wartość wydajności chwilowej* w postaci

$$Q_{max} = \frac{fe\omega}{2}\left[\frac{\cos\left(\varphi_{1,2} - \frac{\pi}{z} \pm \frac{\pi}{2z}\right)}{\sin\frac{\pi}{2z}} \pm \frac{e}{2r}\frac{\sin 2\left(\varphi_{1,2} - \frac{\pi}{z} \pm \frac{\pi}{2z}\right)}{\cos\frac{\pi}{z}}\right] \tag{I-254}$$

Z równania (I-253) wynika, że w przedziale $0 \leqslant \varphi < \pi/z$ wydajność chwilowa będzie mieć najmniejszą wartość, gdy wartość bezwzględna wyrażenia $\left|\varphi - \frac{\pi}{z} + \frac{2\pi}{z}\right| = \left|\varphi - \frac{\pi}{2z}\right|$ będzie największa i jeśli przy tym $(\varphi - \pi/2z) < 0$, a więc gdy $\varphi = 0$. Po podstawieniu zatem $\varphi = 0$ do równania (I-253) otrzymuje się wzór na *minimalną wartość wydajności chwilowej*

$$Q_{min} = \frac{fe\omega}{2}\left(\operatorname{ctg}\frac{\pi}{2z} - \frac{e}{2r}\operatorname{tg}\frac{\pi}{z}\right) \tag{I-255}$$

Tę samą zależność otrzymuje się dla przedziału $\pi/z \leqslant \varphi \leqslant 2\pi/z$, jeśli wyrażenie $\left|\varphi - \frac{3\pi}{2z}\right|$ będzie największe oraz $\left(\varphi - \frac{3\pi}{2z}\right) < 0$, a więc dla górnej granicy przedziału, tj. dla $\varphi = 2\pi/z$.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Na styku obu przedziałów, tzn. dla $\varphi = \pi/z$, chwilowa wartość wydajności wg równania (I-253) wynosi

$$Q_{\varphi=\pi/z} = \frac{fe\omega}{2}\left(\operatorname{ctg}\frac{\pi}{2z} + \frac{e}{2r}\operatorname{tg}\frac{\pi}{z}\right) > Q_{min}$$

Przebieg wydajności chwilowej dla pomp o nieparzystej liczbie tłoczków jest opisany zatem powtarzającym się periodycznie przebiegiem przedstawionym na rys. I-103c.

Dla małych wartości stosunku $e/2r$ drugi składnik sumy określonej wyrażeniem (I-253) można zaniedbać. Przybliżona zależność na wydajność chwilową otrzymuje wówczas postać

$$Q' = \frac{fe\omega}{2\sin\dfrac{\pi}{2z}}\cos\left(\varphi - \frac{\pi}{z} \pm \frac{\pi}{2z}\right) \tag{I-253a}$$

Wartość maksymalna wystąpi wówczas, gdy $\cos\left(\varphi - \dfrac{\pi}{z} + \dfrac{\pi}{2z}\right) = 1$, skąd otrzymuje się $\varphi_1 = \pi/2z$ i $\varphi_2 = 3\pi/2z$ oraz

$$Q'_{max} = \frac{fe\omega}{2\sin\dfrac{\pi}{2z}} \tag{I-254a}$$

Minimalną wartość wydajności można wyznaczyć wprost z równania (I-255), przyjmując $e/2r = 0$, a więc

$$Q'_{min} = \frac{fe\omega}{2}\operatorname{ctg}\frac{\pi}{2z} \tag{I-255a}$$

3.5.4. Współczynnik nierównomierności wydajności

Współczynnik nierównomierności wydajności pomp wielotłoczkowych promieniowych można wyznaczyć ze wzoru definicyjnego (I-90) po podstawieniu wartości Q_{max}, Q_{min} i $Q_{śr}$, obliczonych z zależności wyprowadzonych oddzielnie dla pomp o parzystej i nieparzystej liczbie tłoczków.

Dla pomp o nieparzystej liczbie tłoczków do równania (I-90) należy podstawić wartości wg równań (I-254), (I-255) oraz (I-244). Otrzymuje się wówczas wyrażenie określające *współczynnik nierównomierności wydajności* w postaci

$$\delta_{npa} = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{śr}} =$$

$$= fe\omega\left[\frac{\sin\dfrac{\varphi_1}{2}\sin\dfrac{1}{2}\left(\dfrac{\pi}{z} - \varphi_1\right)}{\sin\dfrac{\pi}{z}} + \frac{e}{2r}\frac{\sin\varphi_1\cos\left(\dfrac{\pi}{z} - \varphi_1\right)}{\cos\dfrac{\pi}{z}}\right] \tag{I-256}$$

przy czym kąt φ_1 wyznacza się z równania (I-251).

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Gdy e/r jest pomijalnie małe, wówczas współczynnik nierównomierności wydajności wyznacza się, korzystając z równań (I-254a), (I-255a) i (I-244)

$$\delta'_{npa} = \frac{\pi}{2z} \operatorname{tg} \frac{\pi}{4z} \tag{I-256a}$$

Wzór można jeszcze bardziej uprościć, przyjmując $\operatorname{tg}\pi/4z \approx \pi/4z$.
A zatem

$$\delta''_{npa} \approx \frac{\pi}{2z} \frac{\pi}{4z} \approx \frac{1{,}25}{z^2} \tag{I-256b}$$

Dla pomp o parzystej liczbie tłoczków *współczynnik nierównomierności wydajności* wyznacza się, podstawiając do wzoru (I-90) wartości wg równań (I-249), (I-250) oraz (I-244). Po przekształceniach uzyskuje się

$$\delta_{pa} = \frac{\pi}{z} \operatorname{tg} \frac{\pi}{2z} \tag{I-257}$$

Po przyjęciu, jak poprzednio, $\operatorname{tg}\pi/2z \approx \pi/2z$ otrzymuje się

$$\delta''_{pa} \approx \frac{\pi}{z} \frac{\pi}{2z} \approx \frac{5}{z^2} \tag{I-257b}$$

W celu porównania wyników, jakie otrzymuje się z wyprowadzonych wyżej wzorów, dokonano obliczeń dla pomp o liczbie tłoczków wynoszącej od 3 do 12, przyjmując przy tym wartość $e/r = 0{,}1$. Wyniki obliczeń charakterystycznych kątów oraz wartości α, φ, φ_1 współczynników δ zestawiono w tabl. I-6. Wyniki

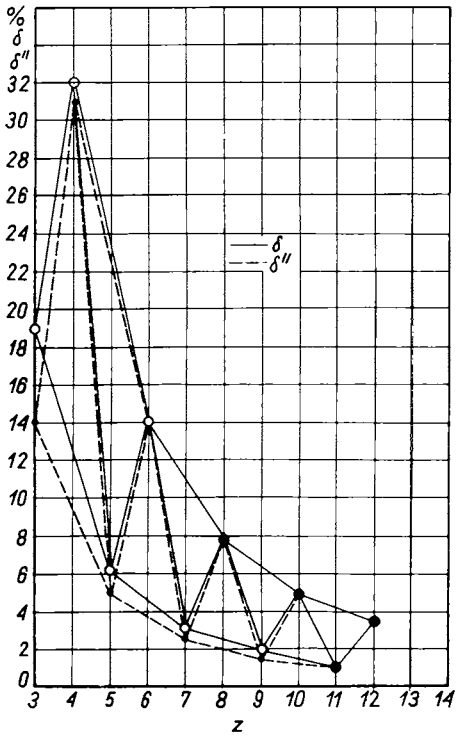
Tablica I-6. Wartość współczynnika nierównomierności wydajności dla wielotłoczkowych pomp promieniowych

Liczba tłoczków z	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
α	120°	90°	72°	60°	51°25′	45°	40°	36°	32°49′	30°
φ_1	35°38′	45°	20°11′	30°	14°20′	22°30′	11°04′	18°	8°59′	15°
φ'_1	30°	—	18°	—	12°51′	—	10°	—	8°12′	—
δ%	19,08	32,53	6,19	14,03	3,10	7,81	1,89	4,98	1,24	3,45
δ'%	14,03	—	4,98	—	2,53	—	1,53	—	1,23	—
δ''%	13,9	31,3	5,0	13,9	2,6	7,8	1,5	5,0	1,0	3,5

obliczeń przedstawiono także graficznie na rys. I-104. Linie ciągłe odnoszą się do wartości dokładnych współczynnika δ, wyznaczonych wg wzorów (I-256) oraz (I-257), natomiast linie przerywane — do wartości przybliżonych δ'' wg wzorów (I-256b) oraz (I-257b).

Z analizy wyznaczonych wartości wynika, że w pompach o nieparzystej liczbie tłoczków współczynnik nierównomierności wydajności osiąga znacznie

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

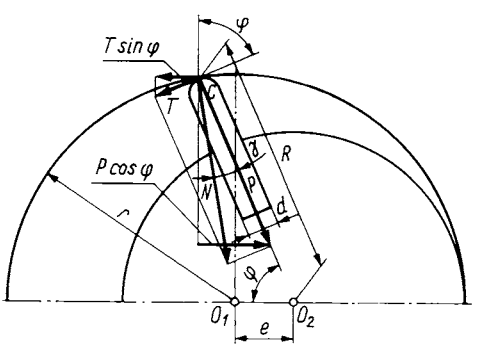


Rys. I-104
Wartości współczynników nierównomierności wydajności wielotłoczkowych pomp promieniowych; δ — dokładne δ'' — przybliżone dla z tłoczków

mniejsze wartości niż w pompach o parzystej liczbie tłoczków. Dlatego w pompach, pracujących jako generatory energii, nie stosuje się parzystej liczby tłoczków. Błąd jaki popełnia się korzystając ze wzorów przybliżonych, zmniejsza się szybko ze wzrostem liczby tłoczków.

3.5.5. Obciążenie elementów pompy

Podczas obrotu wirnika pompy między tłoczkiem a bieżnią — niezależnie od tego czy przy współpracy korzysta się z tarcia ślizgowego (rys. I-101a), czy tocznego (rys. I-101b) — zjawia się w *łączniku* siła N, będąca sumą dwóch sił (rys. I-105). Pierwsza z nich P jest wywołana ciśnieniem tłoczenia p, panującym w komorze wyporowej, a kierunek jej działania pokrywa się z osią tłoczka. Druga T



Rys. I-105
Rozkład sił na tłoczku pompy promieniowej

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

jest prostopadła do osi tłoczka i od jej wartości zależy wartość momentu, jaki należy przyłożyć do wałka pompy. *Siła składowa P*, jeśli nie uwzględniać siły tarcia tłoczka w otworze cylindrowym, wynosi

$$P = pf = p\frac{\pi d^2}{4} \tag{I-258}$$

Siła składowa styczna

$$T = P\operatorname{tg}\gamma \tag{I-259}$$

a *siła wypadkowa*

$$N = \frac{P}{\cos\gamma} \tag{I-260}$$

Ponieważ $\sin\gamma = \frac{e}{r}\sin\varphi$, a $\gamma = \arcsin\left(\frac{e}{r}\sin\varphi\right)$, więc *siłę obwodową* T można wyznaczyć jako

$$T = P\operatorname{tg}\left[\arcsin\left(\frac{e}{r}\sin\varphi\right)\right] \tag{I-259a}$$

Ze wzoru tego wynika, że dla kąta $0 < \varphi < \pi/2$ wartość siły T zwiększa się od $T = 0$ do $T = T_{max}$, natomiast dla kąta $\pi/2 < \varphi < \pi$ maleje od $T = T_{max}$ do $T = 0$. Zależność siły T od kąta obrotu wirnika można wyznaczyć z dostateczną dla potrzeb praktyki dokładnością, przyjmując $e/r \leqslant 0{,}1$

$$T = P\frac{\sin\gamma}{\cos\gamma} = P\frac{\frac{e}{r}\sin\varphi}{\sqrt{1-\left(\frac{e}{r}\right)^2\sin^2\varphi}} \approx P\frac{e}{r}\sin\varphi \tag{I-259b}$$

Moment przyłożony do wirnika pompy o jednym tłoczku — uwzględniając zależność (I-228) — wynosi

$$M_1 = TR = P\frac{\frac{e}{r}\sin\varphi}{\sqrt{1-\left(\frac{e}{r}\right)^2\sin^2\varphi}}e\left(\cos\varphi + \frac{r}{e} - \frac{e}{2r}\sin^2\varphi\right) \tag{I-261}$$

lub przyjmując, dla $\frac{e}{r} \leqslant 0{,}1$, $\frac{e}{r}\sin^2\varphi \approx 0$

$$M_1 = Pe\sin\varphi\left(1 + \frac{e}{r}\cos\varphi\right) \approx Pe\sin\varphi \tag{I-261a}$$

Moment obrotowy na wałku pompy, będący wynikiem oddziaływania z tłoczków, można obliczyć ze wzoru

$$M = pfe\sum_{k=0}^{i-1}\sin(\varphi + k\alpha) \tag{I-262}$$

gdzie: i jest liczbą tłoczków znajdujących się równocześnie w przestrzeni tłocznej, $\alpha = 2\pi/z$ — podziałką kątową rozmieszczenia tłoczków w wirniku.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Wzór ten wyraża chwilową wartość momentu jako funkcję kąta φ obrotu wirnika.

W pompach o nieparzystej liczbie tłoczków maksymalna wartość momentu wystąpi dla kąta $\varphi_1 = \pi/2z$ oraz $\varphi_2 = 3\pi/2z$

$$M_{max} = \frac{pfe}{2\sin\frac{\pi}{2z}} \tag{I-263}$$

Minimalna wartość momentu, występująca dla $\varphi_1 = 0$ i $\varphi_2 = 2\pi/z$, wynosi

$$M_{min} = \frac{pfe}{2}\operatorname{ctg}\frac{\pi}{2z} \tag{I-264}$$

Dla pomp o parzystej liczbie tłoczków będzie odpowiednio

$$M_{max} = \frac{pfe}{\sin\frac{\pi}{z}} \tag{I-263a}$$

oraz

$$M_{min} = pfe\operatorname{ctg}\frac{\pi}{z} \tag{I-264b}$$

Średnią wartość momentu na wale pompy można wyznaczyć korzystając z zależności (I-43) i (I-244)

$$M_{śr} = \mathrm{M}_{gt} = \frac{pfez}{\pi} \tag{I-265}$$

Przez analogię do nierównomierności wydajności można wprowadzić pojęcie *współczynnika nierównomierności momentu*

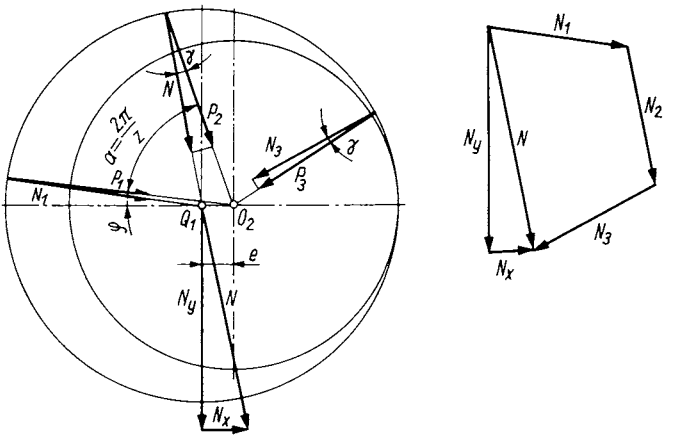
$$\delta_M = \frac{M_{max} - M_{min}}{M_{śr}} \tag{I-266}$$

Łatwo dowieść, że jego wartość jest dla pomp o nieparzystej liczbie tłoczków wyrażona zależnościami (I-256a), lub (I-256b) natomiast dla pomp o parzystej liczbie tłoczków zależnościami (I-257) lub (I-257b).

Na rys. I-106 przedstawiono układ pompy o pięciu tłoczkach, z których maksymalnie tylko trzy mogą znaleźć się równocześnie w przestrzeni tłocznej. Siły P_i obciążają bezpośrednio wirnik pompy, a więc i oś na której się obraca. Siły N_i, obciążające obudowę (stojan) pompy, można złożyć do wypadkowej N, zaczepionej — podobnie jak jej składowe — w osi obudowy. Siłę tę można rozłożyć na składowe N_x i N_y. Składowa pionowa N_y będzie mieć stały zwrot i będzie obciążać prowadnice obudowy przesuwnej względem osi wirnika w pompach o zmiennej wydajności. Średnią wartość N_y można wyznaczyć z równości

$$N_y e = M_{gt} = \frac{qp}{2\pi}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-106
Wypadkowe siły działające na obudowę pompy promieniowej

skąd, po podstawieniu zależności (I-245)

$$N_y = \frac{pzd^2}{4} \tag{I-267}$$

Rzeczywista wartość siły N_y, ze względu na to, że wydajność chwilowa q_φ jest funkcją kąta obrotu wirnika, będzie się zmieniać w sposób analogiczny, jak wydajność przedstawiona na rys. I-103c. Przy wymiarowaniu współpracujących powierzchni elementów prowadnic można jednak przyjmować wartość średnią, zakładając odpowiednio mniejsze wartości dopuszczalnych nacisków powierzchniowych.

Składowa pozioma N_x siły N obciąża mechanizm zmiany wydajności pompy, wyposażony z reguły w elementy sprężyste. Z tego też względu składową poziomą należy wyznaczyć dokładniej, ponieważ jej okresowe zmiany są źródłem drgań dźwiękotwórczych wpływających na zwiększenie poziomu ciśnienia akustycznego hałasów emitowanych przez pompę. Składową N_x dla i tłoczków znajdujących się równocześnie w przestrzeni tłocznej można wyznaczyć, korzystając z rys. I-105, z równania

$$N_x = P \sum_{k=0}^{i-1} \cos(\varphi + k\alpha) + \sum_{j=1}^{i} T \sin \varphi_j$$

Po podstawieniu wyrażeń (I-258) oraz (I-259) otrzymuje się

$$N_x = pf \sum_{k=0}^{i-1} \cos(\varphi + k\alpha) + pf \frac{e}{r} \sum_{j=1}^{i} \sin^2 \varphi_j \tag{I-268}$$

Jak wyjaśniono w p. 3.5.3, jeśli kąt obrotu wirnika będzie znajdował się w przedziale $0 \leqslant \varphi \leqslant \frac{\alpha}{2} = \frac{\pi}{z}$, to dla pomp o nieparzystej liczbie tłoczków w przestrzeni tłocznej znajduje się równocześnie $i = (z+1)/2$ tłoczków. Wynika stąd, o czym łatwo się przekonać, że dla $\varphi = 0$ pierwszy składnik sumy (I-168) przyjmuje wartość

$$pf \sum_{k=0}^{i-1} \cos(\varphi + k\alpha) = +0{,}5\ pf$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

natomiast dla $\varphi = \pi/z$

$$pf \sum_{k=0}^{i-1} \cos(\varphi + k\alpha) = -0{,}5\ pf$$

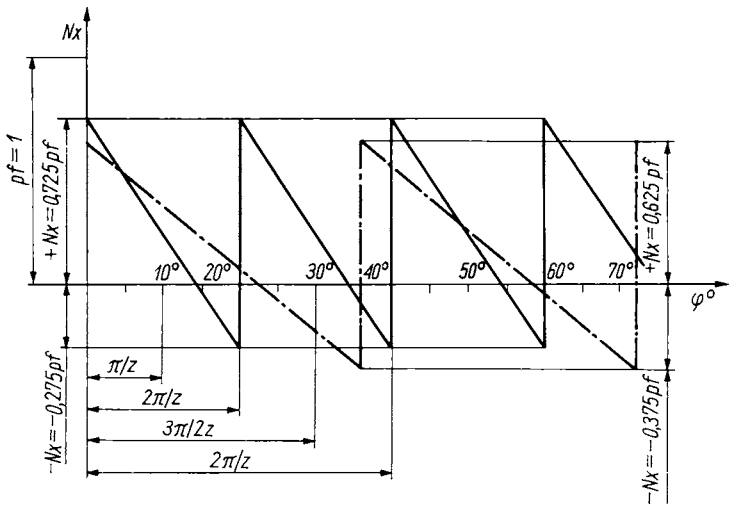
Nietrudno również udowodnić, że drugi składnik sumy (I-268) dla tych samych wartości kąta φ przyjmuje wartość

$$pf \frac{e}{r} \sum_{j=1}^{i} \sin^2 \varphi_j = pf \frac{e}{r} \frac{z}{4}$$

W tej sytuacji zależność (I-168) można zapisać w postaci

$$N_x = pf\left(\pm 0{,}5 + \frac{ez}{4r}\right) \qquad \text{(I-268a)}$$

Przykładowy przebieg tej zależności dla pompy siedmiotłoczkowej i dla $e/r = 0{,}1$ przedstawiono linią ciągłą na rys. I-107. W celu zobrazowania wpływu liczby tłoczków naniesiono na rysunku linią punktową również przebieg zależności (I-268a) dla pompy pięciotłoczkowej, także dla $e/r = 0{,}1$. Z rysunku wynika, że ze wzrostem liczby tłoczków maleje okres zmiany, a krzywa piłowa wyrażająca przebieg zmienności siły N_x zwiększa asymetrię położenia względem osi odciętych.



Rys. I-107. Wykres zmienności siły obciążającej mechanizm zmiany wydajności; linia ciągła dla $z = 7$, punktowa dla $z = 5$

Łożyska obudowy należy dobierać na *maksymalne obciążenie*

$$N = \sqrt{N_{x\,max}^2 + N_y^2} \qquad \text{(I-269)}$$

gdzie: $N_{x\,max}$ wyraża zależność (I-268a) ze znakiem plus, N_y — zależność (I-267).

W dokładnych obliczeniach nacisków powierzchniowych, występujących między tłoczkiem a bieżnią, należy uwzględnić działanie siły odśrodkowej na tłoczek, o którą trzeba zwiększyć nacisk pochodzący od ciśnienia tłoczenia. Znaczenie siły odśrodkowej jest szczególnie duże w pompach pracujących wg

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

zasady przedstawionej na rys. I-101a. Siła ta powinna być dostatecznie duża, aby zapewnić ruch wysuwowy tłoczka podczas ssania — pokonując opory tarcia tłoczka w otworze oraz siłę wywołaną ciśnieniem atmosferycznym działającym na tłoczek od góry, kiedy w komorze wyporowej panuje podciśnienie.

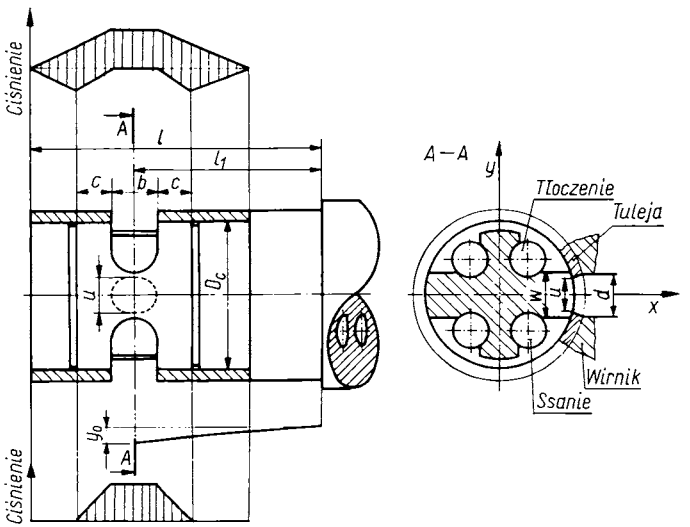
Działającą na tłoczek siłę odśrodkową wyznacza się, mnożąc przyspieszenie określone równaniem (I-235a) przez masę tłoczka $m = \varrho fl$, a więc

$$I = \varrho fl\omega^2(r - 0{,}5l + e\cos\varphi) \qquad \text{(I-270)}$$

Siła ta działa wzdłuż osi tłoczka. Jeżeli wyrażenie $(r - 0{,}5l) > e\cos\varphi$, to siła odśrodkowa będzie dociskać tłoczek do bieżni dla każdej wartości kąta φ. Maksymalną wartość I otrzymuje się dla kąta $\varphi = 0$, minimalną zaś dla $\varphi = \pi$. W celu zapewnienia dostatecznie dużej wartości siły odśrodkowej należy dobrać odpowiednio masę tłoczka do założonej minimalnej prędkości kątowej wirnika. Tym też należy tłumaczyć fakt, że przy mniejszych prędkościach obrotowych pompy przyjmuje się zwykle większe średnice tłoczków.

3.5.6. Rozrząd czopowy

W większości współcześnie produkowanych pomp promieniowych przyjmuje się *rozrząd czopowy*, w układzie przedstawionym na rys. I-108. Osadzony nieruchomo w bocznej ściance obudowy czop ma otwory wzdłużne, którymi jest doprowadzany czynnik roboczy do komór wyporowych wirnika w strefie ssania i odprowadzany do przewodu tłocznego w strefie tłoczenia. W osi wirnika są wykonane po obu stronach wycięcia o szerokości b, w obrębie których komory wyporowe pozostają w kontakcie na przemian z przestrzenią ssawną i tłoczną. Nawiercenia wzdłużne czopa oraz otwory przelotowe w tulei powinny być zwymiarowane w ten sposób, aby średnia prędkość przepływu nie była większa niż $2 \div 4$ m/s. Większe prędkości, nie przekraczające jednak 6 m/s, można przyjmować dla pomp zasilanych lub w konstrukcjach przeznaczonych do pracy jako silniki.



Rys. I-108
Rozrząd czopowy i jego odciążenie

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Czop pracuje na zginanie pod działaniem siły N wg równania (I-269). W celu niedopuszczenia do zatarcia się wirnika należy czop zwymiarować w ten sposób, aby jego strzałka ugięcia w przekroju A-A nie przekraczała wartości $y_0 \leqslant 0{,}0006 l_1$ [26].

Składowe N_y i N_x siły N dociskają wirnik do czopa. Przeciwstawiają się temu siły pochodzące od rozkładu ciśnienia w szczelinie między tuleją a czopem. W celu osiągnięcia minimalnego zużycia współpracujących części należy dążyć do tego, aby oba te oddziaływania równoważyły się. Można to uzyskać, stosując różne zabiegi nazywane *odciążeniami*. Jednym z najczęściej stosowanych sposobów odciążenia są *rowki odciążające*, wykonywane na powierzchni czopa lub tulei (rys. I-108). Za pomocą tych rowków ciśnienie między tuleją a czopem, występujące w szczeline po stronie tłocznej pompy, jest doprowadzane do części ssawnej.

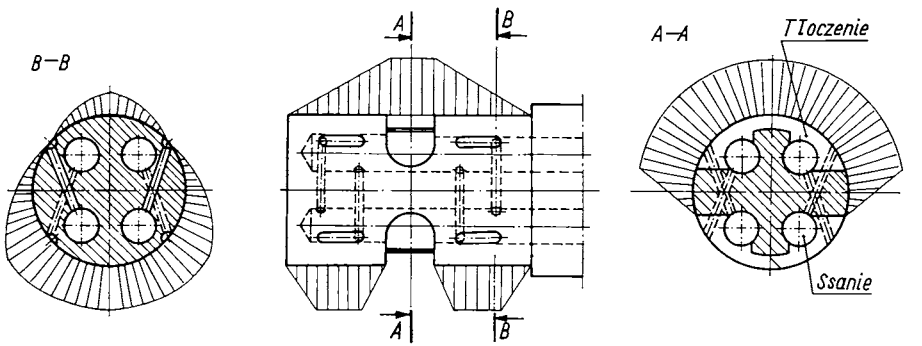
Na rys. I-108 u góry przedstawiono rozkład ciśnienia wzdłuż osi tulei. Część górna diagramu dotyczy szczeliny w strefie tłocznej, dolna natomiast szczeliny w strefie ssawej, na skutek zastosowania rowków odciążających odległych od wybrania czopa o wartość równą c. Na diagramie u dołu rysunku przedstawiono wypadkowy rozkład ciśnienia w szczelinie układu tuleja-czop. Diagramy rozkładu ciśnień narysowano przy założeniu liniowego spadku ciśnienia wzdłuż osi czopa. Wypadkowe oddziaływanie ciśnienia układu odciążonego wyrazi się podnoszeniem tulei, a więc i wirnika, w górę i przeciwstawieniem się działaniu na wirnik siły N_y wg równania (I-267). Jeśli układ ma być w pełni odciążony, to musi zachodzić równość

$$N_y = pD_c(b+c)$$

z której można wyznaczyć poszukiwaną odległość c

$$c = \frac{zd^2}{4D_c} - b \tag{I-271}$$

Inny sposób odciążenia układu wirnik-czop przedstawiono na rys. I-109. Zastosowano tu *układ poprzecznych nawierceń osi* oraz *rowków wzdłużnych na powierzchni czopa*. Na przekrojach naniesiono przybliżony rozkład ciśnień, przy założeniu liniowości spadku wzdłuż szczeliny, bez uwzględnienia spadków



Rys. I-109. Odciążenie czopa rozrządczego pompy promieniowej

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

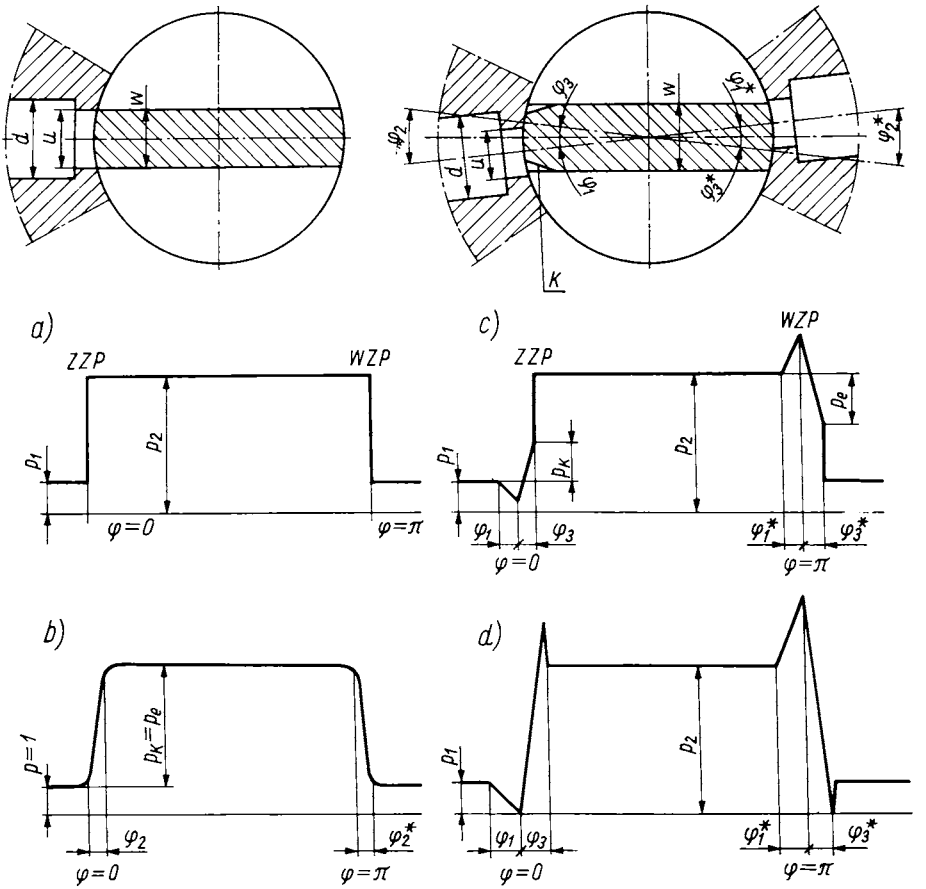
ciśnienia przy przepływie czynnika w rowkach i nawierceniach zwykle niedużych średnic (1 ÷ 2 mm).

Rozdzielenie przestrzeni tłocznej i ssawej następuje na mostkach czopa rozrządczego o szerokości w (rys. I-108). Szerokość w może być większa, równa lub mniejsza niż szerokość u otworu kanału przejściowego w tulei stanowiącej denko cylindrycznych komór wyporowych pompy. Jeśli $w = u$, to występuje tzw. *przekrycie zerowe*. Gdy $w > u$, wówczas jest *przekrycie dodatnie*, natomiast dla $w < u$ — *przekrycie ujemne*. Przekrycie zerowe trudno osiągnąć, chociażby ze względu na nieuniknione błędy wykonania, może być jednak rozważane jako układ odniesienia przy ocenie pozostałych dwóch rodzajów przekryć. Przekrycie ujemne raczej nie jest stosowane, ponieważ podczas przechodzenia ze strefy ssawnej do tłocznej lub odwrotnie otwór w tulei łączy równocześnie obie przestrzenie i umożliwia przepływ czynnika ze strony tłocznej na stronę ssawną. Może to zmniejszyć sprawność objętościową pompy. W rzeczywistości, przy niewielkich różnicach wymiarów otworu w tulei i szerokości mostka, czas, w którym zachodzi połączenie obu stref, jest bardzo krótki, a zatem ewentualna strata objętościowa raczej znikoma. Istotne zmniejszenie sprawności objętościowej mogłoby mieć miejsce jedynie w pompach wolnobieżnych.

Na rys. I-110 przedstawiono teoretyczne przebiegi ciśnień w pojedynczej komorze wyporowej przy przekryciu zerowym (rys. I-110a) oraz dodatnim (rys. I-110c i d). Przy przekryciu zerowym następuje skokowy wzrost ciśnienia podczas przechodzenia z przestrzeni ssawnej do tłocznej, dla $\varphi = 0$, od wartości p_1 (ciśnienia ssania) do wartości p_2 (ciśnienia tłoczenia). Dla kąta $\varphi = \pi$, tzn. przy przejściu ze strefy tłoczenia do strefy ssania, ciśnienie w komorze wyporowej spada od wartości p_2 do p_1. Nie jest to przebieg korzystny, ponieważ uderzeniowe wzrosty ciśnień, wymuszające dźwiękotwórcze drgania ruchomych elementów pompy, są uzawane za główne źródło hałaśliwej pracy układów napędowych. Optymalnym przebiegiem zmian ciśnienia jest przebieg przedstawiony na rys. I-110b, w którym ciśnienie przy przechodzeniu ze strefy ssawnej do tłocznej narasta z określoną prędkością, a naroża przebiegu trapezoidalnego są wyokrąglone. Trapezoidalny przebieg zmian ciśnienia można uzyskać, wprowadzając tzw. *kompresję* i *ekspansję wstępną*.

W przypadku przekrycia dodatniego, jakie rozpatrzono po prawej stronie rys. I-110, komora wyporowa (dla kąta $\varphi = \varphi_1$) zostaje odcięta od przestrzeni ssawnej — zanim tłoczek osiągnie zewnętrzne zwrotne położenie, a więc zanim będzie zakończony suw ssania. W wyniku tego podczas obrotu wirnika od położenia określonego kątem $\varphi = -\varphi_1$ do położenia, w którym oś tłoczka pokryje się z osią jego położeń zwrotnych, w komorze wyporowej wystąpi spadek ciśnienia poniżej wartości ciśnienia ssania (diagram c). W komorze wyporowej zaistnieją zatem warunki do powstania kawitacji tym intensywniejszej, im większa będzie wartość kąta φ_1. Przy dalszym obrocie wirnika z położenia ZZP, w którym znajduje się tłoczek, do położenia określonego kątem $\varphi = \varphi_3$, tzn. gdy tłoczek wykonuje suw tłoczenia, w komorze wyporowej następuje wzrost ciśnienia od wartości wyjściowej do wartości p_k, ponieważ nie nastąpiło jeszcze jej połączenie z przestrzenią tłoczną pompy. Ciśnienie p_k jest nazywane *ciśnieniem kompresji wstępnej*. Po osiągnięciu kąta φ_3 jest otwarte połączenie komory

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-110. Przebieg zmian ciśnienia w komorze wyporowej pompy promieniowej dla: a) przekrycia zerowego, b) poprawnie dobranej kompresji i ekspansji wstępnej, c) i d) przekrycia dodatniego

roboczej ze strefą tłoczenia, a więc nastąpi skokowy wzrost ciśnienia do wartości p_2 ciśnienia tłoczenia.

Podobne zjawiska zachodzą przy przechodzeniu komory wyporowej ze strefy tłocznej w strefę ssania. Podczas obrotu wirnika od kąta $\varphi = \pi - \varphi_1^*$ do $\varphi = \pi$ komora wyporowa jest odcinania od przestrzeni tłocznej, zanim jeszcze tłok osiągnie wewnętrzne zwrotne położenie. Tłok wykonuje zatem nadal suw tłoczenia. W wyniku tego ciśnienie w przestrzeni wyporowej wzrasta powyżej wartości p_2 ciśnienia tłoczenia. Nadwyżka ta, szkodliwa ze względu na wytrzymałość elementów pompy, jest tym większa, im większa jest wartość kąta φ_1^*. Podczas dalszego obrotu wirnika od kąta $\varphi = \pi$ do $\varphi = \pi + \varphi_3^*$ tłoczek jest wysuwany z komory nadal jeszcze odciętej od przestrzeni ssawnej. Wiąże to się ze spadkiem ciśnienia o wartość p_e, zwaną *ciśnieniem ekspansji wstępnej*. Jeśli kąt φ_3^* będzie duży, to ciśnienie w przestrzeni wyporowej może osiągnąć wartość mniejszą niż wartość ciśnienia ssania, a więc może także występować zjawisko kawitacji (diagram d).

Przy projektowaniu należy dążyć do tego, aby przebieg zmian ciśnienia w przestrzeni wyporowej był optymalny, a więc wartości ciśnień kompresji i

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

ekspansji wstępnej spełniały warunek

$$p_k = -p_e = p_2 - p_1 \tag{I-272}$$

Korzystając z zależności (I-14), można wyznaczyć przyrosty ciśnienia występującego w czasie procesu przesterowania pompy

$$p_2 - p_1 = E_c \frac{V_2 - V_1}{V_1} \tag{I-273}$$

gdzie: E_c jest modułem sprężystości czynnika roboczego, V_1 — objętością początkową komory wyporowej w położeniu określonym kątem φ_1, V_2 — jej objętością przy obrocie o kąt $\varphi_2 = \varphi_1 + \varphi_3$, rys. I-110.

Objętość cylindra w dowolnym położeniu tłoczka w komorze wynosi

$$V = V_0 + (e - x)f \tag{I-274}$$

gdzie: V_0 — objętość martwa będąca sumą objętości kanału przelotowego w denku oraz objętości komory dla wewnętrznego martwego położenia tłoczka (WZP), e — mimośród, x — droga tłoczka, f — pole powierzchni przekroju poprzecznego tłoczka.

Drogę tłoczka x określa równanie (I-229). Po podstawieniu go do równania (I-274) otrzymuje się wzór określający *objętość cylindra*

$$V = V_0 + ef\left(\cos\varphi - \frac{e}{2r}\sin^2\varphi\right) \tag{I-275}$$

skąd po podstawieniu φ_1 i φ_3 otrzymuje się objętości V_1 i V_2. Po podstawieniu ich do wzoru (I-273) otrzymuje się wzory określające ciśnienia kompresji i ekspansji wstępnej

$$p_k = -p_e = p_2 - p_1 = \\ = -E_c \frac{\cos(\varphi_1 + \varphi_3) - \frac{e}{2r}\sin^2(\varphi_1 + \varphi_2) - \cos\varphi_1 + \frac{e}{2r}\sin^2\varphi_1}{\frac{V_0}{ef} + \cos\varphi_1 - \frac{e}{2r}\sin^2\varphi_1} \tag{I-276}$$

Sporządzony na tej podstawie teoretyczny diagram ciśnień w komorze wyporowej będzie optymalny tylko dla założonych warunków eksploatacji, a więc dla określonej, wartością mimośrodu e, wydajności pompy oraz ciśnienia tłoczenia p_2. Chcąc zapewnić optymalny przebieg ciśnienia dla dowolnego stanu eksploatacji pompy, należałoby umożliwić spełnienie równania (I-276) w każdych warunkach, czyli dostosować ciśnienia kompresji i ekspansji wstępnej do aktualnego jej obciążenia. Technicznie jest to trudne, lecz możliwe do zrealizowania za pomocą:

— zmiany położenia osi martwych punktów, tj. zmieniając kąt φ_1 przy kącie $\varphi_3 = \text{const}$;

— zmiany wartości kąta φ_3 przy kącie $\varphi_1 = 0$ lub $\varphi_1 = \text{const}$;

— kombinacji obu metod.

Metoda pierwsza jest stosunkowo prosta i, jak się wydaje, najłatwiejsza do realizacji. Niezbędne dostosowanie wartości kąta φ_1 do warunków eksploatacji można osiągnąć albo przez obrót czopa wokół jego własnej osi, albo przesuwając bieżnię w kierunku prostopadłym do osi O_1O_2 (rys. 1-105). Kilka zastrzeżonych

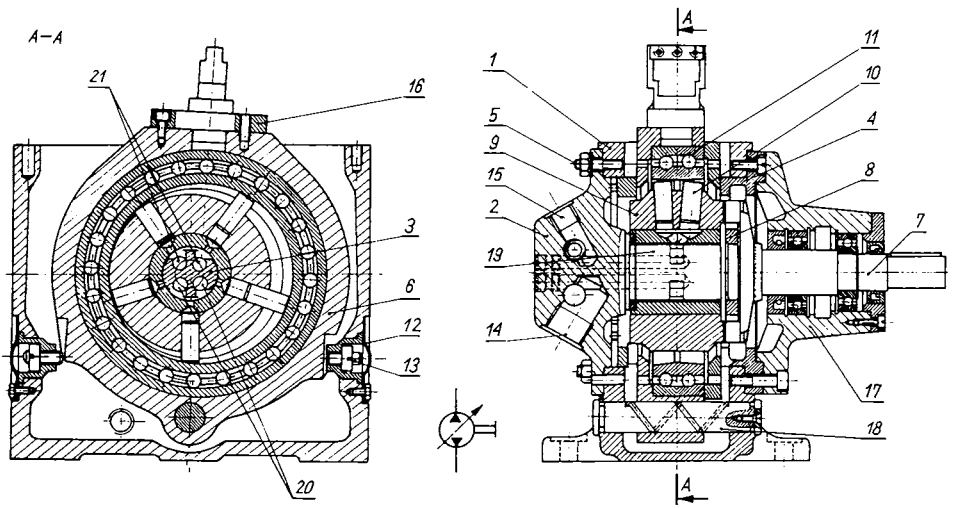
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

patentami pomysłów dotyczących realizacji tej metody nie doczekało się jednak, jak dotychczas, szerszego zastosowania. Metoda zmiany kąta φ_3 wydaje się, w porównaniu z poprzednią, rokować lepsze wyniki, ponieważ nie prowadzi do powstawania *szczytów* w okolicach zwrotnych położeń tłoczka (rys. I-110). Realizacja techniczna jest także utrudniona dużym stopniem złożoności konstrukcyjnej. Wszystko to sprawia, że zabiegi te stosuje się najczęściej przy maksymalnych wydajnościach i maksymalnych dopuszczalnych ciśnieniach roboczych. Możliwe jest także dostosowanie optymalnego kształtu diagramu ciśnień do przewidywanych i najczęściej występujących warunków eksploatacji pompy.

W celu uzyskania wyokrągleń naroży diagramu ciśnień dokonuje się na krawędziach mostków rozrządczych niewielkich nacięć *K* (rys. I-110) o zmiennym przekroju. Zadaniem ich jest przedłużenie kontaktu komory wyporowej z przestrzenią ssawną w czasie nachodzenia na mostek lub przyspieszenie połączenia komory z przestrzenią tłoczną podczas wychodzenia z mostka.

3.5.7. Przykłady konstrukcji pomp

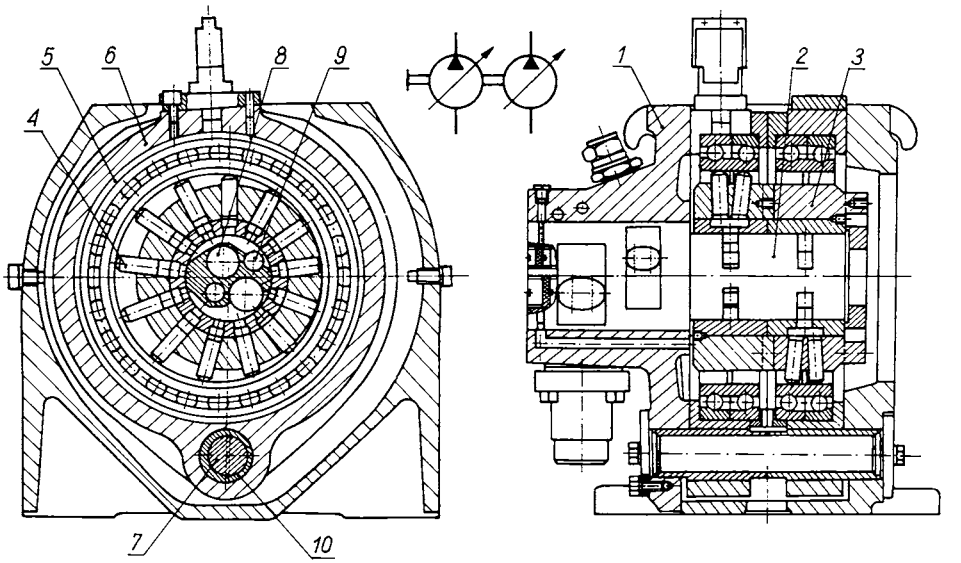
Konstrukcję pompy z wirującymi tłoczkami, pracującej wg schematu przedstawionego na rys. I-101a, pokazano na rys. I-111. W kadłubie żeliwnym *1* znajduje się wychylna wokół osi sworznia *18* obudowa *6* bieżni *11*, z którą współpracują tłoczki *10*. Kąt wychylenia obudowy bieżni ograniczają w obie strony śruby nastawcze *13*. W pokrywie kadłuba pompy znajdują się otwory: ssawny *14* i tłoczny *15*. W pokrywie tej jest osadzony na wcisk czop rozrządczy *19*, na którym ułożyskowano ślizgowo wirnik *9* napędzany, przez sprzęgło odsuwne *8*,



Rys. I-111. Wielotłoczkowa pompa promieniowa firmy VEB INDUSTRIEWERKE Chemnitz (b. NRD); *1* — kadłub, *2* — pokrywa tylna, *3* — czop rozrządczy, *4* — pokrywa, *5* — śruba, *6* — obudowa bieżni, *7* — wałek, *8* — sprzęgło, *9* — wirnik, *10* — tłoczek, *11* — bieżnia, *12* — pokrywa, *13* — śruba nastawcza, *14* — otwór ssawny, *15* — otwór tłoczny, *16* — uchwyt nastawczy, *17* — przystawka napędowa, *18* — sworzeń, *19* — czop rozrządczy, *20*, *21* — kanał ssawny i tłoczny

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

wałkiem 7. Wałek napędowy stanowi odrębny zespół osadzony w przystawce napędowej *17*, przejmującej wszystkie obciążenia pochodzące od napędu. U góry kadłuba są mocowane urządzenia nastawcze lub regulatory różnych typów, stanowiące zarazem zamknięcie kadłuba. Urządzenia te służą do zmiany kąta wychylenia obudowy bieżni, a przez to także do zmiany wartości mimośrodu. Podczas obrotu wirnika *9* tłoczki *10* są dociskane siłą odśrodkową do bieżni *11*, łożyskowanej tocznie w obudowie *6*. Czynnik roboczy dopływa do komór wyporowych otworem *14* i kanałami *20*, skąd jest odprowadzany, podczas ich przebywania w strefie tłocznej, kanałami *21* do otworu tłocznego *15*. Przy wychylaniu bieżni w drugą stronę następuje zmiana kierunku tłoczenia. Pompy te wykonuje się o wydajnościach do 100 dm^3/min; mogą pracować przy obciążeniach do 25 MPa. Maksymalna prędkość obrotowa wynosi 1450 obr/min.



Rys. I-112. Dwustrumieniowa pompa promieniowa firmy VEB INDUSTRIEWERKE Chemnitz (b. NRD); *1* — kadłub, *2* — czop rozrządczy, *3* — wirnik, *4* — tłoczek, *5* — bieżnia, *6* — obudowa, *7* — sworzeń, *8* — kanał ssawny, *9* — kanał tłoczny, *10* — tuleja mimośrodowa

Dwustrumieniową odmianę tej konstrukcji, stosowaną jako źródło energii w wieloobwodowych układach napędowych, przedstawiono na rys. I-112. Dzięki zastosowaniu tej konstrukcji można zaoszczędzić nakłady związane ze stacją zasilającą, dochodzące nawet do 20%. Czop rozrządczy *2* służy tu do zapewnienia niezależnego zasilania czynnikiem roboczym obu wirników *3*. Każdy wirnik ma połączenie ze zbiornikiem jednym kanałem ssawnym *8* i tłoczy jednym kanałem tłocznym *9*. Na pokrywie *1* znajdują się więc dwa przyłącza ssawne i dwa tłoczne. Każdy wirnik współpracuje z niezależnie wychylną obudową *6*, co sprawia, że każdy strumień może mieć niezależnie zmienianą wydajność zgodnie z potrzebami zasilanego obwodu. Obudowy są wychylne w przeciwnych kierunkach względem osi symetrii pompy, ponieważ uzyskuje się przez to mniejszy moment zginający czopa. Wychylna obudowa *6* bieżni *5*, współpracują-

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

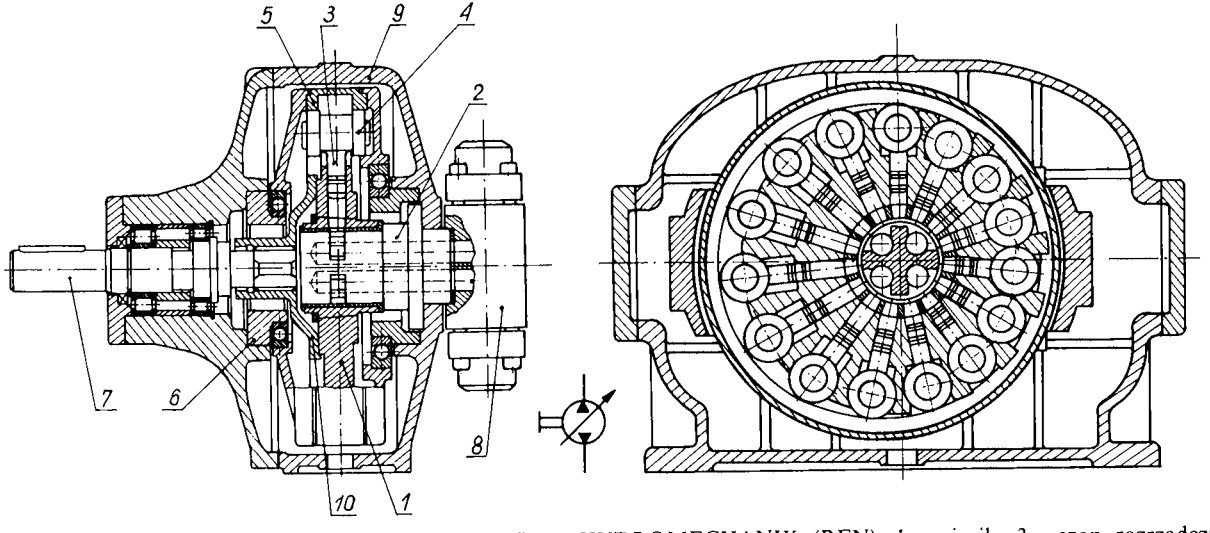
cej z tłoczkami *4*, obraca się na mimośrodowej tulei *10*, osadzonej na sworzniu *7*. Rozwiązanie takie, umożliwiające w ograniczonym zakresie zmianę położenia osi obrotu obudowy, służy z jednej strony do częściowego wyeliminowania luzów w układzie, a z drugiej — do dostosowania procesu przesterowania do najczęściej podczas eksploatacji występującego obciążenia pompy. Od obu tych zjawisk zależy wartość poziomu ciśnienia akustycznego hałasów emitowanych przez pompę. Posługując się urządzeniami do pomiarów poziomu natężenia dźwięku, można zatem ustalić optymalne położenie punktu obrotu ze względu na minimum hałaśliwości dla danego obciążenia pompy.

Na rys. I-113 jest przedstawiona pompa wg schematu z rys. I-101b z przymusowym prowadzeniem tłoczków. Wirnik *1* z tłoczkami *3*, współpracującymi z bieżnią bębna *5* za pomocą rolek *4*, jest ułożyskowany ślizgowo na czopie *2*. Czop jest przymocowany sztywno połączeniem kołnierzowym do kadłuba pompy *9*. Obracający się bęben 5 jest łożyskowany tocznie na elementach *6*, osadzonych w prowadnicach umożliwiających przesuw bębna w kadłubie pompy wzdłuż jej osi poziomej, a więc zmianę wartości mimośrodu. Wirnik *1* otrzymuje napęd od wałka *7* za pośrednictwem sprzęgła *10*. Komory wyporowe pomp są połączone z przewodami ssawnym i tłocznym poprzez blok przyłączeniowy *8*. Pompy tej konstrukcji produkuje się w trzech odmianach jako niskociśnieniowe do 11 MPa i wysokociśnieniowe do 18 MPa. Jak widać z rysunku liczba tłoczków może być duża. Umożliwia to redukcję współczynnika nierównomierności wydajności niemal do zera, a także osiąganie bardzo dużych wydajności nawet do 2000 dm^3/min. Wymagana moc silnika napędowego tych dużych pomp dochodzi do 600 kW. Obroty nominalne wałka napędowego wynoszą 1500 obr/min.

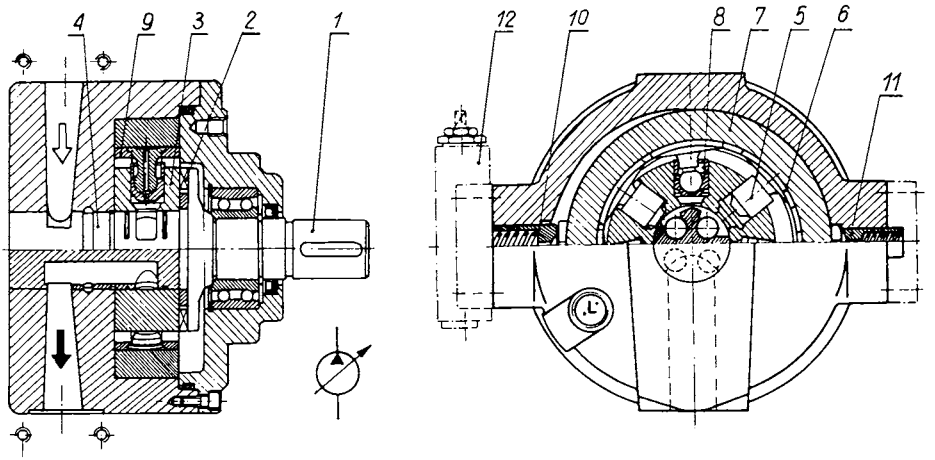
Podparcie tłoczków stopkami ślizgowymi przedstawiono na rys. I-114. Wirnik *3*, podobnie jak we wszystkich omówionych wyżej konstrukcjach, otrzymuje napęd od wałka *1* za pośrednictwem sprzęgła odsuwnego *2* i obraca się na czopie *4*. Kulista główka stopki *6* jest zabezpieczona przed wypadnięciem z tłoczka *5* za pomocą pierścienia *8*. Pierścienie *9*, spinające wszystkie stopki, zapewniają przymusowe prowadzenie tłoczków, a więc wymuszają ich ruch wysuwowy w strefie ssawnej. W strefie tłocznej siły nacisku stopki na bieżnię, pochodzące od ciśnienia panującego w przestrzeni wyporowej, są zrównoważone siłami wywołanymi ciśnieniem w szczelinie układu stopka-bieżnia stanowiącym łożysko hydrostatyczne. Pompa ma możliwość zmiany wydajności za pomocą zmiany usytuowania bieżni względem osi czopa. Uzyskuje się to układem tłoczków *10* i *11*, usytuowanych po przeciwnych stronach bieżni *7* przesuwnej wzdłuż osi poziomej. Przedstawione na prawym rysunku położenie odpowiada maksymalnej możliwej do uzyskania wydajności. Zmianę wydajności można uzyskać za pomocą różnego typu urządzeń nastawczych lub regulatorów *12*, wmontowanych bezpośrednio do kadłuba pompy. Pompy mogą być także uzupełniane różnego typu zaworami, niezbędnymi do poprawnego funkcjonowania układu napędowego przez nie zasilanego. W firmie BOSCH wykonuje się pompy tego typu w trzech wielkościach wydajności właściwej q, a mianowicie 16, 32 i 63 cm^3. Dopuszczalne maksymalne obciążenie ciągłe wynosi 28 MPa. Maksymalne prędkości obrotowe wałka osiągają wartość do 3000 obr/min dla

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



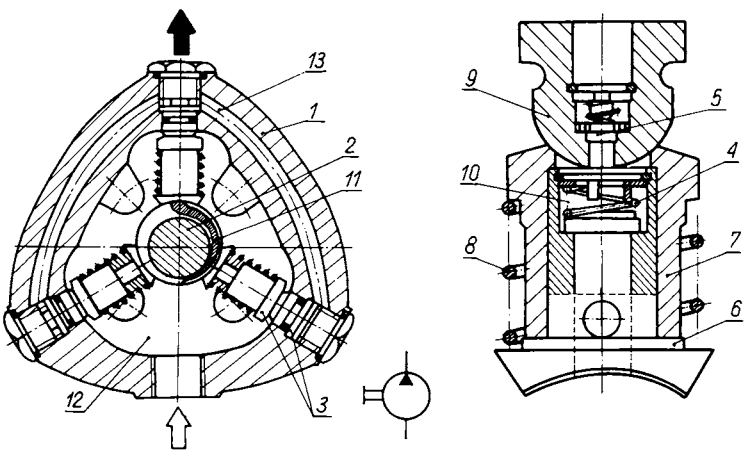
Rys. I-113. Wielotłoczkowa pompa promieniowa firmy HYDROMECHANIK (RFN); *1* — wirnik, *2* — czop rozrządczy, *3* — tłoczek, *4* — rolka, *5* — bieżnia, *6* — kamień, *7* — wałek, *8* — przyłącze, *9* — kadłub, *10* — sprzęgło



Rys. 114. Wielotłoczkowa pompa promieniowa firmy BOSCH (RFN); *1* — wałek, *2* — sprzęgło, *3* — wirnik, *4* — czop rozrządczy, *5* — tłoczek, *6* — stopka, *7* — bieżnia, *8*, *9* — pierścienie, *10*, *11* — tłoczki, *12* — urządzenie nastawcze

pomp o wydajności właściwej $q = 16$ cm^3 oraz do 2000 obr/min dla pomp o wydajności $q = 63$ cm^3.

Na rys. I-115 przedstawiono schemat konstrukcyjny pompy z rozrządem zaworowym. Drążone tłoczki *6*, zakończone stopką, pozostają stale w kontakcie z krzywką-mimośrodem *2*. Służy temu sprężyna *8* opierająca się z jednej strony o stopkę, a z drugiej — o kołnierz tulei *7*, z którą współpracuje tłoczek. Komora wyporowa *10* jest zamknięta od dołu zaworem ssawnym *4*, a od góry zaworem tłocznym *5*. Elementem kulistym *9* zamyka się szczelnie od góry komorę wyporową. Podczas ruchu tłoczka w dół w komorze powstaje podciśnienie, w wyniku czego zawór ssawny zostaje otwarty. Powiększająca swoją objętość komora wyporowa jest wypełniana poprzez kanał *11*, wykonany w mimośrodzie *2*, czynnikiem roboczym wypełniającym wnętrze *12* kadłuba pompy. Podczas ru-



Rys. I-115. Pompa promieniowa zaworowa stałej wydajności firmy REXROTH, Lohr/Main (RFN); *1* — kadłub, *2* — mimośród, *3* — zespół wyporowy, *4* — zawór ssawny, *5* — zawór tłoczny, *6* — stopka ślizgowa, *7* — korpus zaworowy, *8* — sprężyna, *9* — końcówka kulista, *10* — sprężyna zaworu, *11* — kanał ssawny, *12* — kadłub, *13* — kanał tłoczny

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

chu powrotnego tłoczka zawór ssawny pozostaje zamknięty, a otwiera się zawór tłoczny 5, przez który czynnik wypływa do zbiorczego kanału tłocznego *13*.

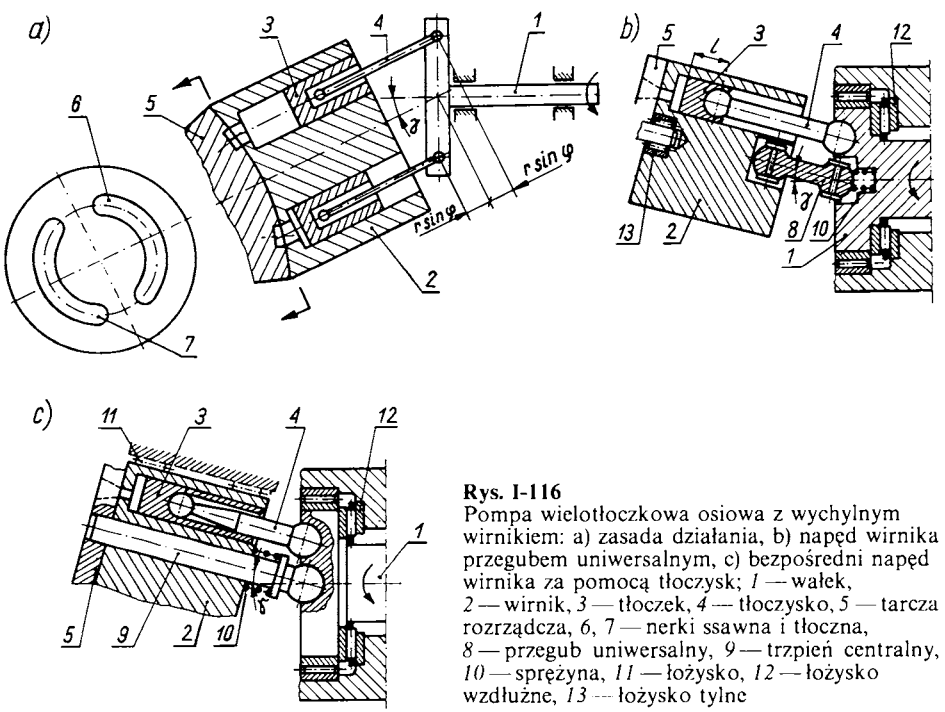
W pompach tych można uzyskać, dla mniejszych wydajności właściwych, maksymalne ciśnienie tłoczenia do 70 MPa. Wydajności właściwe są stopniowane od 1,5 do 20 cm^3 i obejmują łącznie piętnaście wielkości. Stopniowanie można zrealizować średnicą nominalną wkładu wyporowego *3*.

3.6. Pompy wielotłoczkowe osiowe

3.6.1. Zasada działania i systematyka konstrukcji

Wielotłoczkowe pompy osiowe dzielą się na pompy *z wychylnym wirnikiem i wychylną tarczą oporową* (p. rys. I-21).

Zasadę działania pomp osiowych można wyjaśnić na podstawie rys. I-116a. Oś wirnika *2* tworzy z osią wałka napędowego *1* określony kąt γ. Tłoczki *3*, połączone przegubowo z tłoczyskami *4*, a więc i z tarczą wałka *1*, wykonują w komorach wyporowych — podczas obrotu wirnika — ruch postępowo-zwrotny o skoku zależnym od wartości kąta γ. Powierzchnia czołowa wirnika współpracuje z nieruchomą tarczą rozrządczą *5*, w której są wykonane dwa kanały *6* i *7* w kształcie nerek. Jedna z nich — ssawna — służy do wprowadzania czynnika do komory podczas ruchu wysuwowego tłoczka, druga — tłoczna — umożliwia wypływ czynnika z komory do przewodu tłocznego w czasie, gdy tłoczek do niej wchodzi. Wirnik *2* może być napędzany przez wałek *1* za pomocą uniwersalnego przegubu *8* (rys. I-116b) lub bezpośrednio za pomocą tłoczysk *4* (rys. I-116c).

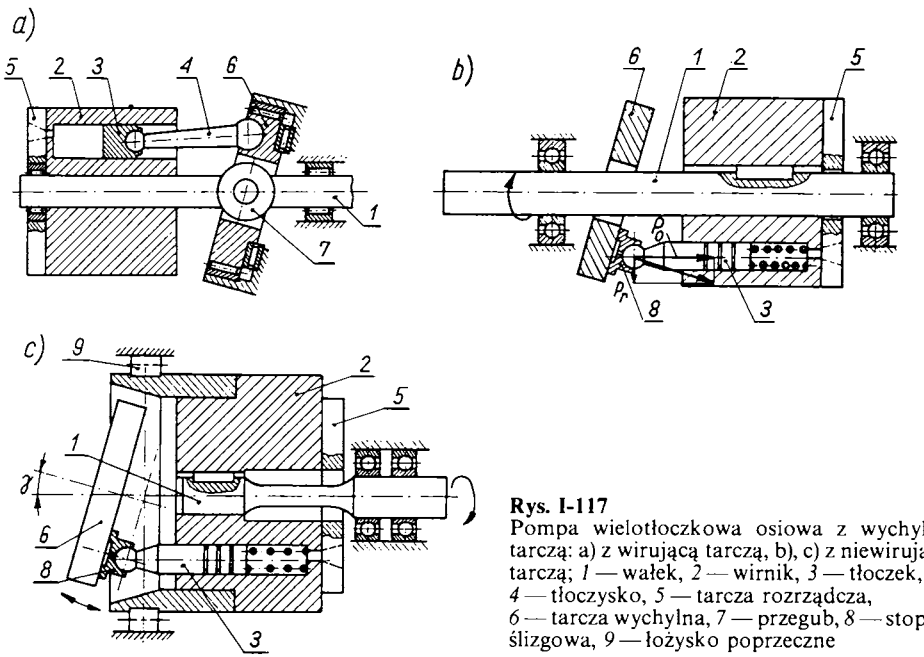


Rys. I-116
Pompa wielotłoczkowa osiowa z wychylnym wirnikiem: a) zasada działania, b) napęd wirnika przegubem uniwersalnym, c) bezpośredni napęd wirnika za pomocą tłoczysk; *1* — wałek, *2* — wirnik, *3* — tłoczek, *4* — tłoczysko, *5* — tarcza rozrządcza, *6*, *7* — nerki ssawna i tłoczna, *8* — przegub uniwersalny, *9* — trzpień centralny, *10* — sprężyna, *11* — łożysko, *12* — łożysko wzdłużne, *13* — łożysko tylne

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Konstrukcja wg rys. I-116b, opracowana przez H. Thoma w 1930 r., cechuje się tym, że tłoczki nie przenoszą żadnych obciążeń poprzecznych ponad te, które wynikają z działania siły odśrodkowej. Długość tłoczków może być zatem mniejsza, ponieważ jej wartość wynika tylko z konieczności zapewnienia niezbędnej szczelności komory wyporowej. Wadą tej konstrukcji jest jej złożoność. Poszukiwania zmierzające do uproszczenia konstrukcji doprowadziły do najczęściej stosowanego układu, pokazanego na rys. I-116c. Przegub uniwersalny *8* i łożysko *13*, wyznaczające oś obrotu wirnika w rozwiązaniu wg rys. I-116b, zastępuje tu trzpień centralny *9* lub rzadziej łożyska *11*. Przekazywanie ruchu od wałka na wirnik odbywa się za pośrednictwem tłoczysk *4*, napierających kolejno na wewnętrzne ścianki drążonych tłoczków *2*. Wirnik jest zabierany przez to tłoczysko, które w danej chwili jest najbardziej wychylone względem osi tłoczka. Jest oczywiste, że tłoczki muszą mieć w tym wypadku większą długość w celu zapewnienia lepszego ich prowadzenia w komorze wyporowej.

Przy zmianie wydajności pompy polegającej na zmianie kąta pochylenia osi wirnika, na skutek dużych wartości jego momentu bezwładności względem osi obrotu, są wymagane duże siły nastawcze. Konstrukcje urządzeń do tego celu służących są większe i cięższe. Własności dynamiczne urządzeń nastawczych i regulatorów są dla tego typu pomp gorsze niż dla pomp z wychylną tarczą.



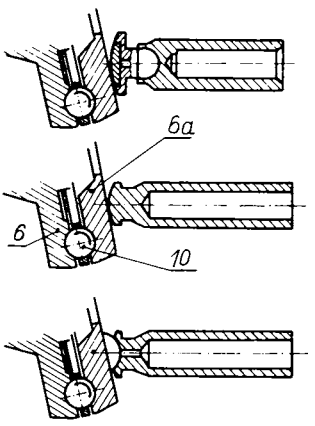
Rys. I-117
Pompa wielotłoczkowa osiowa z wychylną tarczą: a) z wirującą tarczą, b), c) z niewirującą tarczą; *1* — wałek, *2* — wirnik, *3* — tłoczek, *4* — tłoczysko, *5* — tarcza rozrządcza, *6* — tarcza wychylna, *7* — przegub, *8* — stopka ślizgowa, *9* — łożysko poprzeczne

W pompach z wychylną tarczą (rys. I-117) wałek napędowy *1* i wirnik *2* mają wspólną oś. Tłoczki *3* wykonują ruch postępowo-zwrotny, współpracując z tarczą wychylną pod kątem γ względem prostopadłej do osi wirnika. W historycznie najstarszej konstrukcji Williamsa, powstałej w początkach XX w., której zasadę działania wyjaśniono na rys. I-117a, tarcza *6* obraca się równocześ-

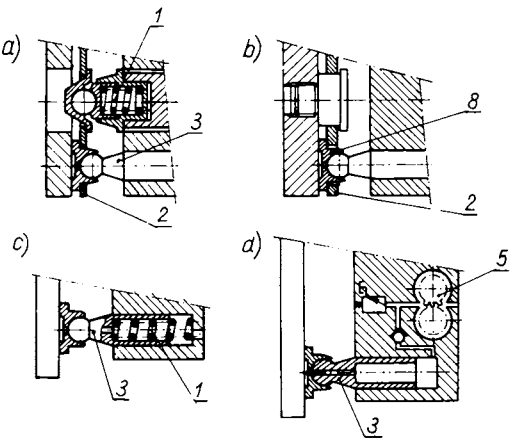
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

nie z wirnikiem *3*. Tarcza *6*, łożyskowana w wychylnej obudowie, otrzymuje napęd od wałka za pomocą przegubu *7*.

Schematy konstrukcyjne pomp z niewirującą tarczą przedstawiono na rys. I-117b i c. W pompie wg rys. I-117b tłoczki *3* ślizgają się — podczas obrotu wraz z wirnikiem — po powierzchni nieruchomej tarczy oporowej bezpośrednio lub za pośrednictwem podpartych hydrostatycznie stopek ślizgowych *8*. W celu zmniejszenia strat tarcia tłoczków po tarczy oporowej wówczas, gdy współpracują z nią bezpośrednio, dokonuje się często — w pompach małej mocy — jej podziału na część stałą *6* i obrotową *6a* oraz wprowadza między nie łożysko toczne *10* (rys. I-118). Część *6a* obraca się razem z tłoczkami, a ich poślizg względem tarczy wynika jedynie z eliptycznego toru ruchu główki po powierzchni części obrotowej tarczy.



Rys. I-118. Przykłady konstrukcji główek tłoczka w pompach małej mocy; *6* — część stała tarczy oporowej, *6a* — część wirująca, *10* — łożysko toczne



Rys. I-119. Typowe rozwiązania konstrukcyjne nawrotu tłoczka: a) separator ze sprężyną centralną, b) separator utrzymujący maksymalną dopuszczalną odległość między stopką a tarczą, c) sprężyna w komorze wyporowej, d) pompa zasilająca, zapewniająca występowanie nadciśnienia w komorze wyporowej podczas cyklu ssania; *1* — sprężyna, *2* — separator, *3* — tłoczek, *5* — pompa zębata, *8* — stopka ślizgowa

W pompach z niewirującą tarczą oporową nie ma połączenia tarczy z tłoczkami, a zatem podczas przebywania ich w przestrzeni ssawnej należy wymusić ruch wysuwowy tłoczka z komory wyporowej. Można to uzyskać za pomocą:

— wprowadzenia separatora *2* spinającego stopki ślizgowe wszystkich tłoczków pompy (rys. I-119a, b);

— wprowadzenia do komory wyporowej odpowiednio dobranej sprężyny nawrotu tłoczka (rys. I-119c);

— wprowadzenia dodatkowej pompy zasilającej, zapewniającej nadciśnienie w komorze wyporowej w fazie ssania (rys. I-119d).

Wadą pomp z wychylną tarczą oporową jest obciążenie tłoczka znaczną siłą promieniową P_r wynikającą z oddziaływania tarczy (rys. I-117b). Obciążenie to sprawia, że między tłoczkiem a ściankami komory wyporowej występuje duże

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

tarcie. Zwiększa to wrażliwość pomp na zanieczyszczenia czynnika roboczego, a tym samym zmusza do jego dokładnej filtracji. Obciążenia promieniowe tłoczków ograniczają wartość kąta pochylenia tarczy, który nie przekracza 20°. Zmniejsza to zakres zmienności wydajności pomp w porównaniu z pompami z wychylnym wirnikiem, w których kąt może zmieniać się w obszarze nawet do 40°, np. w pompie wg rys. I-116b. Siły promieniowe, działające na tłoczki, przenoszą się na wirnik, a więc także na wałek, na którym jest osadzony. W konstrukcjach, w których wałek jest jednostronnie łożyskowany (rys. I-117c), wypadkową sił promieniowych działającą na wirnik przenosi łożysko poprzeczne 9. W konstrukcjach z wałkiem przelotowym stosuje się tarcze rozrządcze samodostawcze zapewniające lepsze przyleganie współpracujących powierzchni wirnika i tarczy. Można to uzyskać, wprowadzając odpowiedni docisk siłami pochodzącymi od ciśnienia, działającego na odpowiednio zwymiarowane powierzchnie po zewnętrznej stronie tarczy rozrządczej. Lepszą współpracę wirnika z tarczą oporową umożliwiają powierzchnie sferyczne wg rys. I-116a.

Pompy z wychylną tarczą i hydrostatycznym podparciem tłoczków za pomocą stopek ślizgowych, jak należałoby oczekiwać, powinny mieć mniejsze sprawności objętościowe. Z katalogów firmowych nie wynika, aby tak było. Dokładne metody obliczeń łożyskowania hydrostatycznego umożliwiają zminimalizowanie wydatku niezbędnego do zapewnienia poprawnej współpracy układu stopka-tarcza oporowa. Podparcie hydrostatyczne stopek umożliwia natomiast poważnie zmniejszenie strat mechanicznych, a więc zwiększenie sprawności hydrauliczno-mechanicznej.

3.6.2. Pompy z wychylnym wirnikiem

3.6.2.1. Kinematyka pompy

Układ pompy z wychylnym wirnikiem, w której napęd od wałka na wirnik jest przenoszony bezpośrednio za pomocą tłoczysk, przedstawiono na rys. I-120. W rozwiązaniu tym otrzymano duże uproszczenie konstrukcji w porównaniu z układem, w którym wirnik jest związany z wałkiem za pomocą uniwersalnego przegubu Cardana, jak również znaczne zmniejszenie momentu bezwładności wirnika, a tym samym lepsze własności dynamiczne, co ma duże znaczenie w stanach przejściowych samej pompy oraz urządzeń nastawczych i regulacyjnych kąta pochylenia wirnika. Tym też należy tłumaczyć, że konstrukcje te są obecnie preferowane.

Oś wirnika O_1O jest nachylona pod kątem γ do osi wałka O_1O_2. W pompach o zmiennej wydajności kąt ten można zmieniać, obracając wirnik względem osi przechodzącej przez punkt O_1 i prostopadłej do płaszczyzny rysunku. Obracając wałek o kąt φ z położenia B_0 w położenie B, spowoduje się obrót wirnika względem osi położeń zwrotnych tłoczka o kąt θ. Tłoczek dozna przy tym przemieszczenia z położenia zwrotnego określonego punktem A_0, w położenie A.

Torem punktu A na płaszczyźnie xy jest koło o promieniu R_p. Rzutem toru punktu B na tę płaszczyznę jest elipsa o promieniu ϱ. Współrzędne punktów A i B na płaszczyźnie xy:

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

$$x_A = R_p \sin\theta; \qquad y_A = R_p \cos\theta \tag{I-277}$$

$$x_B = R\sin\varphi; \qquad y_B = R\cos\gamma\cos\varphi \tag{I-278}$$

Promień ϱ elipsy, którą kreśli rzut punktu B na płaszczyźnie xy, jako funkcja kąta obrotu wałka

$$\varrho = \sqrt{x_B^2 + y_B^2} = \sqrt{R^2(\sin^2\varphi + \cos^2\gamma\cos^2\varphi)}$$

skąd po przekształceniach otrzymuje się ostatecznie

$$\varrho = R\sqrt{1 - \sin^2\gamma\cos^2\varphi} \tag{I-279}$$

Związek między kątami obrotu wałka i wirnika wynika z zależności

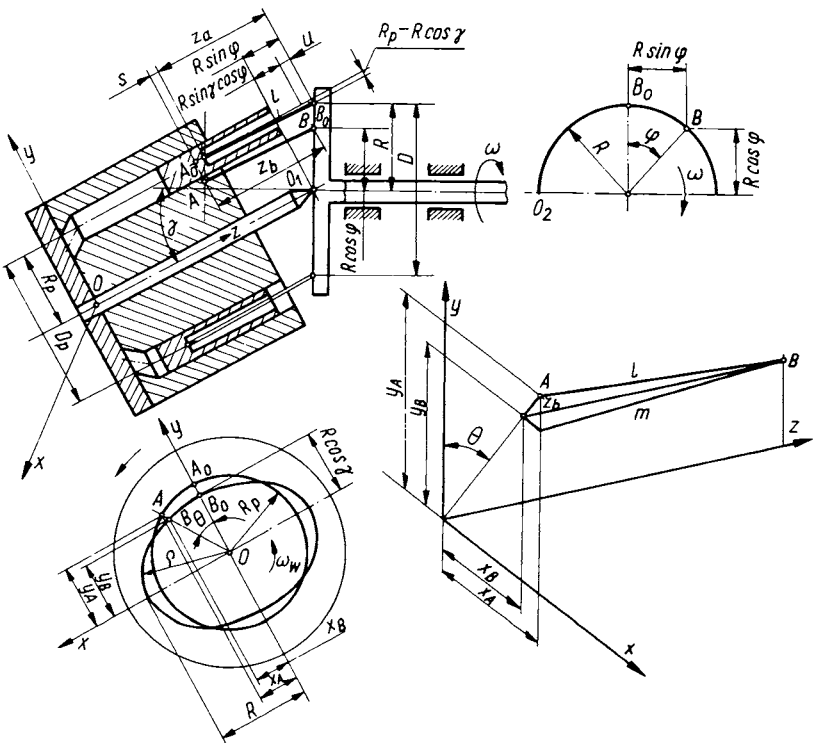
$$\operatorname{tg}\theta = \frac{x_A}{y_A} = \frac{x_B}{y_B} = \frac{\sin\varphi}{\cos\gamma\cos\varphi} = \frac{\operatorname{tg}\varphi}{\cos\gamma} \tag{I-280}$$

skąd *kąt obrotu wirnika*

$$\theta = \operatorname{arctg}\frac{\operatorname{tg}\varphi}{\cos\gamma} \tag{I-280a}$$

Prędkość kątową wirnika uzyskuje się, różniczkując równanie (I-280a) względem czasu

$$\omega_w = \frac{d\theta}{dt} = \frac{\omega\cos\gamma}{\sin^2\varphi + \cos^2\gamma\cos^2\varphi} \tag{I-281}$$



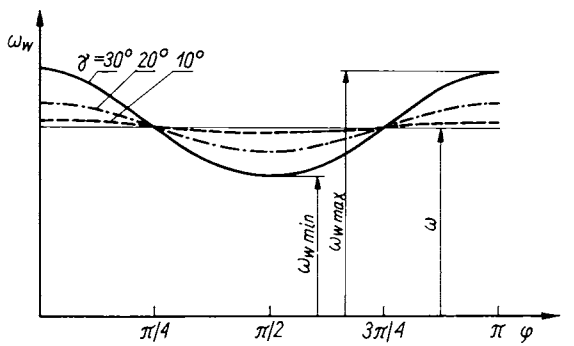
Rys. I-120. Schemat kinematyczny pompy wielotłoczkowej z wychylnym wirnikiem

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Wykres zmienności prędkości kątowej wirnika ω_w jako funkcji kąta obrotu wałka, napędzanego ze stałą prędkością ω, dla kąta pochylenia osi wirnika γ jako parametru przedstawiono na rys. I-121. Maksymalną wartość prędkości uzyskuje wirnik dla kąta $\varphi = 0$ oraz całkowitych wielokrotności π. Minimalna wartość prędkości występuje dla kąta $\varphi = \pi/2$ oraz $\varphi = (2n+1)\pi/2$

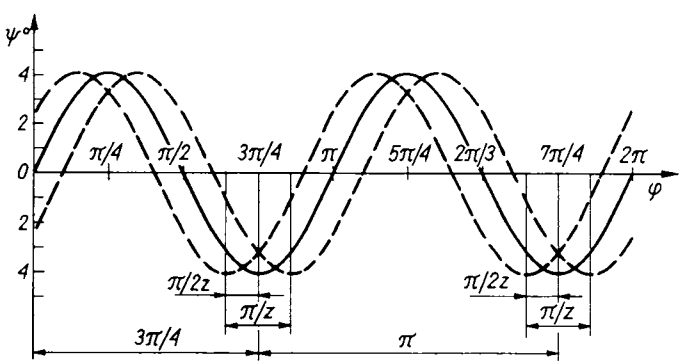
$$\omega_{w\,max} = \frac{\omega}{\cos\gamma}; \qquad \omega_{w\,min} = \omega\cos\gamma \tag{I-281a}$$

Pulsacja prędkości wirnika jest zatem tym większa, im większy jest kąt jego wychylenia względem osi wałka. Na rys. I-121 podano przebieg $\omega_w = f(\varphi)$ dla trzech wartości kąta γ. W praktyce nie stosuje się kąta γ większego niż 25°.



Rys. I-121
Przebieg zmienności prędkości kątowej wirnika ω_w jako funkcji kąta obrotu φ wałka pompy

Na rys. I-122 przedstawiono przebieg zmienności kąta wyprzedzenia wałka $\Psi = \varphi - \theta$ dla pompy o dziewięciu tłoczkach jako funkcji kąta φ obrotu wałka. Kąt θ jest określony równaniem (I-280a). Linią ciągłą przedstawiono przebieg zależności $\Psi = f(\varphi)$ dla tłoczka znajdującego się w zewnętrznym skrajnym położeniu (rys. I-120). Liniami przerywanymi oznaczono przebiegi dla tłoczków sąsiednich. Na podstawie rysunku można stwierdzić, że rozpatrywany tłoczek napędza wirnik w czasie każdego obrotu dwukrotnie w przedziale kątów $3\pi/4 - \pi/2z \leqslant \varphi \leqslant 3\pi/4 + \pi/2z$ oraz $7\pi/4 - \pi/2z \leqslant \varphi \leqslant 7\pi/4 + \pi/2z$. Podobnie będzie także dla wszystkich innych tłoczków, w wyniku czego uzyskuje się ruch wirnika z prędkością zgodną z równaniem (I-281), zilustrowanym na rys. I-121.



Rys. I-122
Zależność $\psi = (\varphi - \theta)$ od kąta obrotu wałka dla pompy dziewięciotłoczkowej

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Na podstawie rys. I-120 można wyznaczyć związki geometrycze, ważne dla kinematyki układu tłoczysko-tłoczek.

$$z_a = \sqrt{l^2 - (R_p - R\cos\gamma)^2}$$
$$z_b = \sqrt{m^2 - (x_A - x_B)^2} \qquad \text{(I-282)}$$

Podstawiając w ostatnim wyrażeniu

$$m^2 = l^2 - (y_A - y_B)^2$$

oraz wyrażenia (I-277) i (I-278), otrzymuje się

$$z_b = \sqrt{l^2 - (R_p\cos 0 - R\cos\gamma\cos\varphi)^2 - (R_p\sin 0 - R\sin\varphi)^2}$$

lub ostatecznie po przekształceniach, wykorzystując równość (I-280)

$$z_b = \sqrt{l^2 - \left(\frac{R_p}{\sqrt{\cos^2\gamma\cos^2\varphi + \sin^2\varphi}} - R\right)^2 (\cos^2\gamma\cos^2\varphi + \sin^2\varphi)} \qquad \text{(I-283)}$$

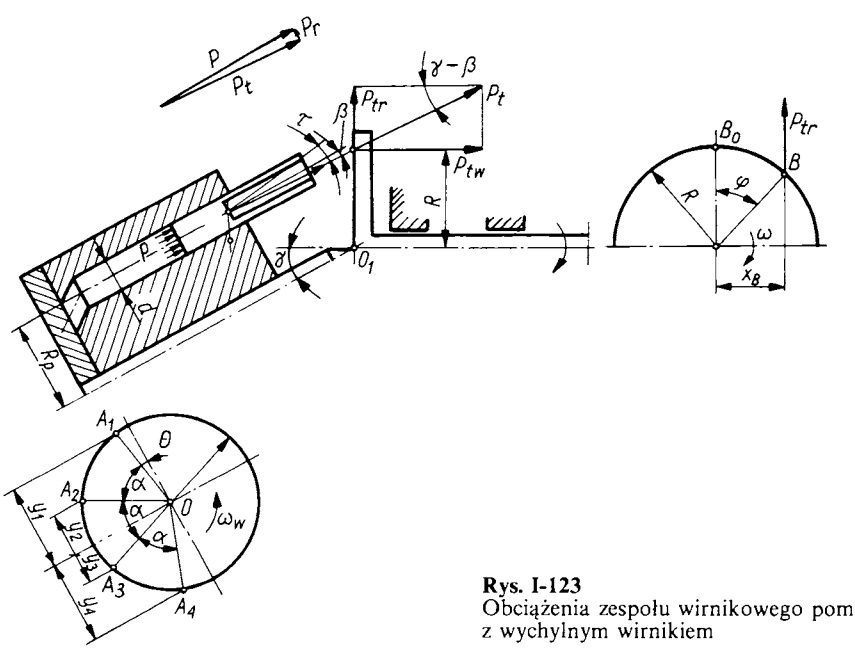
Łatwo dowieść, że dla $\varphi = 0$ i $\varphi = \pi$, $z_b = z_a$, natomiast dla $\varphi = \pi/2$ oraz $\varphi = 3\pi/2$

$$z_b = \sqrt{l^2 - (R_p - R)^2}$$

Jeśli przyjąć $R - R_p = R_p - R\cos\gamma$, czyli

$$R = \frac{2R_p}{(1 + \cos\gamma)} \qquad \text{(I-284)}$$

to także dla $\varphi = \pi/2$ oraz $\varphi = 3\pi/2$, $z_a = z_b$. Dla wszystkich położeń pośrednich, określonych pośrednimi wartościami kąta φ, różnice odległości z_a i z_b będą



Rys. I-123
Obciążenia zespołu wirnikowego pompy osiowej z wychylnym wirnikiem

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

pomijalnie małe. Można zatem, nie popełniając większego błędu, przyjmować $z_a \approx z_b$. Odnosi to się głównie do równań opisujących ruch tłoczka. Na podstawie rys. I-120 można więc napisać zależność na *drogę tłoczka* w funkcji kąta obrotu wałka

$$s \approx u = R\sin\gamma(1-\cos\varphi) \tag{I-285}$$

prędkość tłoczka

$$v_t = \frac{\mathrm{d}s}{\mathrm{d}t} = \omega R\sin\gamma\sin\varphi \tag{I-286}$$

oraz *przyspieszenie tłoczka*

$$a = \frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} = \omega^2 R\sin\gamma\cos\varphi \tag{I-287}$$

Średnią prędkość tłoczka wyznacza się jako

$$v_{t\acute{s}r} = \frac{\omega R\sin\gamma}{\pi}\int_0^{\pi}\sin\varphi\,\mathrm{d}\varphi = \frac{2\omega R\sin\gamma}{\pi} \tag{I-286a}$$

Kąt τ między osią tłoczka a tworzącą powierzchni jego — na ogół stożkowego — wydrążenia (rys. I-123) wyznacza się, przyjmując warunek $\tau \geqslant \beta_{max}$; przy czym kąt maksymalnego wychylenia tłoczyska

$$\beta_{max} = \arcsin\frac{\varrho_{max}-R_p}{l} = \arcsin\frac{R_p-\varrho_{min}}{l}$$

Wartości ϱ_{max} i ϱ_{min} można wyznaczyć z równania (I-279), podstawiając $\varphi = \pi/2$ lub $\varphi = 3\pi/2$ oraz $\varphi = 0$ lub $\varphi = \pi$. Otrzymuje się wówczas $\varrho_{max} = R$ oraz $\varrho_{min} = R\cos\gamma$. Jeśli ponadto założyć między promieniami R i R_p związek zgodny z równaniem (I-284), to kąt β_{max} będzie jednakowy dla obu skrajnych wartości ϱ. Poszukiwana wartość kąta τ będzie mogła być zatem wyznaczona z warunku

$$\tau \geqslant \arcsin\frac{R_p(1-\cos\gamma_{max})}{l(1+\cos\gamma_{max})} \tag{I-288}$$

Można się przekonać, że dla stosowanych zwykle stosunków R_p/l i kątów wychylenia wirnika nie przekraczających 25° kąt ten jest mniejszy niż 2°.

3.6.2.2. Wydajność

Wydajność jednej komory wyporowej pompy jest określona iloczynem jej pola powierzchni przekroju poprzecznego f oraz prędkości tłoczka. Dla i tłoczków znajdujących się równocześnie w strefie tłoczenia, rozstawionych na promieniu R z podziałką kątową $\alpha = 2\pi/z$, otrzymuje się *wydajność pompy*

$$Q = \omega f R\sin\gamma\sum_{k=0}^{i-1}\sin(\varphi+k\alpha) \tag{I-289}$$

Podobnie jak w pompach promieniowych (p. 3.5.3) i zależy od tego czy liczba tłoczków jest parzysta, czy nieparzysta. Dla parzystej liczby tłoczków

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

$i = m = z/2$, natomiast dla nieparzystej $i = m = (z+1)/2$ — jeśli $0 \leqslant \varphi \leqslant \alpha/2$ lub $i = m-1 = (z-1)/2$ — jeśli $\alpha/2 \leqslant \varphi \leqslant \alpha$.

Zależność (I-289) można po przekształceniach przedstawić w postaci

$$Q = \omega f R \sin\gamma \sin\left(\varphi + \frac{i-1}{2}\alpha\right) \frac{\sin\frac{i\alpha}{2}}{\sin\frac{\alpha}{2}} \tag{I-290}$$

Kąt φ_1, dla którego wydajność chwilowa pompy osiągnie wartość maksymalną, można wyznaczyć z warunku

$$\frac{dQ}{d\varphi} = \omega f R \sin\gamma \cos\left(\varphi + \frac{i-1}{2}\alpha\right) \frac{\sin\frac{i\alpha}{2}}{\sin\frac{\alpha}{2}} = 0 \tag{I-291}$$

skąd dla $\sin\frac{i\alpha}{2} \neq 0$ i $\sin\frac{\alpha}{2} \neq 0$ otrzymuje się $\varphi_1 = \pi/2z$, jeśli w strefie tłoczenia znajduje się równocześnie $i = (z+1)/2$ tłoczków, lub $\varphi_2 = 3\pi/z$, jeśli liczba tłoczków wykonujących równocześnie suw tłoczenia wynosi $i = (z-1)/2$.

Po podstawieniu φ_1 lub φ_2 do równania (I-290) uzyskuje się, podobną jak dla pomp promieniowych, postać wzoru określającą *maksymalną chwilową wydajność pompy*

$$Q_{max} = \frac{\omega f R \sin\gamma}{2\sin\frac{\pi}{2z}} \tag{I-292}$$

Wartość *minimalnej chwilowej wydajności* występuje dla kąta $\varphi = 0$ lub $\varphi = 2\pi/z$

$$Q_{min} = \frac{\omega f R \sin\gamma}{2} \operatorname{ctg}\frac{\pi}{2z} \tag{I-293}$$

Wydajność średnią, równą *wydajności teoretycznej*, pompy o z tłoczkach wyznacza się, korzystając z prędkości średniej tłoczka (I-286a) odniesionej do pełnego obrotu wirnika, a więc

$$Q_{śr} = Q_{gt} = \frac{v_{śr}}{2} fz = \frac{\omega}{\pi} fzR\sin\gamma = \varepsilon q n \tag{I-294}$$

przy czym $\varepsilon = \sin\gamma/\sin\gamma_{max} \approx \gamma/\gamma_{max}$ jest parametrem nastawy wydajności, n — prędkością obrotową wałka, q — wydajnością właściwą wyrażoną jako

$$q = 2fzR\sin\gamma_{max} = fzD\sin\gamma_{max} \tag{I-295}$$

3.6.2.3. Współczynnik nierównomierności wydajności

Po podstawieniu równań (I-292), (I-293) oraz (I-294) do wzoru definicyjnego (I-90) otrzymuje się dla pomp o nieparzystej liczbie tłoczków wyprowadzony w p. 3.5.4 wzór (I-256a) w postaci

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

$$\delta_{npa} = \delta'_{npa} = \frac{\pi}{2z} \operatorname{tg} \frac{\pi}{4z} \tag{I-296}$$

lub przyjmując dla uproszczenia $\operatorname{tg}\pi/4z \approx \pi/4z$, wzór (I-256b) w postaci

$$\delta_{npa} = \delta''_{npa} = \frac{1{,}25}{z^2} \tag{I-296a}$$

Dla pomp o parzystej liczbie tłoczków także są ważne wzory (I-257) i (I-257b) w postaci

$$\delta_{pa} = \frac{\pi}{z} \operatorname{tg} \frac{\pi}{2z} \tag{I-297}$$

oraz

$$\delta_{pa} = \delta''_{pa} = \frac{5}{z^2} \tag{I-297a}$$

Przebieg obu zależności jako funkcji liczby tłoczków z przedstawiono liniami przerywanymi na rys. I-104.

3.6.2.4. Obciążenia zespołu wirnikowego

W strefie tłocznej na tłoczek o średnicy d i polu przekroju poprzecznego f działa *siła pochodząca od ciśnienia tłoczenia*

$$P = pf = p\frac{\pi d^2}{4} \tag{I-298}$$

Siłę tę rozkłada się na siłę P_t, obciążającą tłoczysko, oraz na siłę promieniową P_r, obciążającą tłoczek w otworze (rys. I-123)

$$P_t = \frac{P}{\cos\beta} \tag{I-299}$$

oraz

$$P_r = P\operatorname{tg}\beta \tag{I-300}$$

Ponieważ kąt β jest niewielki, więc obciążenie promieniowe tłoczka jest bardzo małe. Jest to podstawową zaletą pomp z wychylnym wirnikiem. Pomijalnie małą wartość ma także moment działający na wirnik i pochodzący od tej siły. Moment ten musi być przejęty przez tarczę rozrządczą. Również siła P_t, obciążająca łożyska, niewiele różni się od siły P, obciążającej tłok. Siła ta jest przenoszona przez przegub B na wirującą tarczę, rozkłada się na siłę P_{tw}, obciążającą łożysko wzdłużne, i siłę promieniową P_{tr}, wywołującą moment określający moment obrotowy przykładany do wałka.

Siłę P_{tw} można obliczyć jako

$$P_{tw} = \frac{P}{\cos\beta}\cos(\gamma-\beta) \approx P(\cos\gamma - \sin\gamma\operatorname{tg}\beta) \tag{I-301}$$

Wartość *siły całkowitej obciążającej łożysko wzdłużne układu tarcza-wałek* jest wyznaczona liczbą tłoczków znajdujących się aktualnie w przestrzeni tłocznej.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Maksymalna wartość tego obciążenia, zakładając $\beta = 0$

$$\sum P_{tw} = \frac{z+1}{2} P\cos\gamma \tag{I-302}$$

Siłę P_{tr} można wyznaczyć z zależności

$$P_{tr} = \frac{P}{\cos\beta}\sin(\gamma-\beta) = P(\sin\gamma - \cos\gamma\,\mathrm{tg}\beta) \tag{I-303}$$

lub w przybliżeniu

$$P_{tr} = P\sin\gamma = pf\sin\gamma \tag{I-303a}$$

Moment obrotowy pochodzący od jednego tłoczka wyznacza się, korzystając z rys. I-123

$$M_1 = x_B pf\sin\gamma = pfR\sin\gamma\sin\varphi \tag{I-304}$$

Moment obrotowy całkowity rozwijany przez wszystkie tłoczki znajdujące się w strefie tłocznej

$$M = pfR\sin\gamma \sum_{k=0}^{i-1} \sin(\varphi + k\alpha) \tag{I-305}$$

gdzie i jest liczbą tłoczków znajdujących się równocześnie w przestrzeni tłocznej, $\alpha = 2\pi/z$ — podziałką rozmieszczenia tłoczków w wirniku.

Wzorem (I-305) wyraża się chwilową wartość momentu jako funkcji kąta obrotu wałka φ. Wartość maksymalna, podobnie jak to miało miejsce przy wyprowadzeniu wzoru (I-292), wystąpi dla kąta $\varphi_1 = \pi/2z$, a minimalna dla kąta $\varphi_2 = 3\pi/z$. Otrzymuje się więc

$$M_{max} = \frac{pfR\sin\gamma}{2\sin\dfrac{\pi}{2z}} \tag{I-306}$$

$$M_{min} = \frac{pfR\sin\gamma}{2}\,\mathrm{ctg}\frac{\pi}{2z} \tag{I-307}$$

Moment obrotowy średni na wałku wynika z zależności (I-43) oraz (I-295)

$$M_{śr} = M_{gt} = \frac{pfR\sin\gamma}{\pi} \tag{I-308}$$

Przebieg współczynnika nierównomierności momentu, definiowany zależnością (I-266) jako funkcja liczby tłoczków z, jest także opisany zależnościami (I-296) lub (I-296a).

Niezbędny moment, jaki należy przyłożyć do bloku wirnika w celu uzyskania zmiany kąta pochylenia jego osi względem osi wałka, można wyznaczyć — posługując się rys. I-123. Na wirnik oddziałują siły pochodzące od ciśnienia tłoczenia na powierzchnie tłoczków znajdujących się właśnie w obszarze tłocznym. Siły te są zaczepione w punktach od A_1 do A_4 (dla pompy o $z = 7$) i starają się obrócić wirnik względem osi prostopadłej do płaszczyzny rysunku, a przechodzącej przez przegub O_1. Dla pomp o z tłoczkach *całkowity moment działający na wirnik pompy* wynosi

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

$$M = pfR_p \sum_{k=0}^{i-1} \cos(\theta + k\alpha) \tag{I-309}$$

gdzie i dla nieparzystej liczby tłoczków pompy — co ma zwykle miejsce — przyjmuje wartość $i = (z+1)/2$ — jeśli $0 < \theta \leqslant \alpha/2$ lub $i = (z-1)/2$ — jeśli $\alpha/2 \leqslant \theta \leqslant \alpha$.

Wartość sumy kosinusów dla $\theta = 0;\ 2\pi/z;\ 4\pi/z$ itd.

$$\sum_{k=0}^{i-1} \cos(\theta + k\alpha) = +0{,}5$$

natomiast dla $\theta = \pi/z;\ 3\pi/z;\ 5\pi/z$ itd.

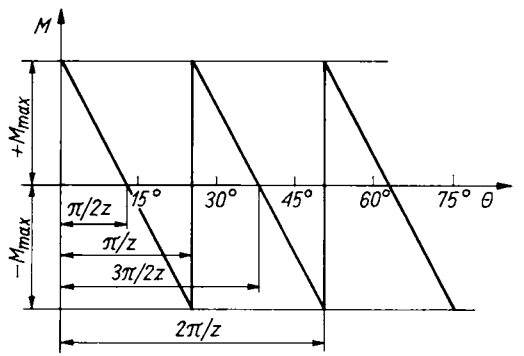
$$\sum_{k=0}^{i-1} \cos(\theta + k\alpha) = -0{,}5$$

W tej sytuacji

$$M = M_{max} = \pm 0{,}5pfR_p \tag{I-310}$$

lub po podstawieniu R_p z zależności (I-284)

$$M_{max} = \pm \frac{pfR(1+\cos\gamma)}{4} \tag{I-310a}$$



Rys. I-124
Zależność momentu nastawczego M od kąta obrotu wirnika φ

Przebieg zależności (I-309) dla pompy o $z = 7$ przedstawiono na rys. I-124. Dla kąta $\theta = 0;\ \pi/z;\ 2\pi/z$ itd. moment zmienia znak, przyjmując wartości wg zależności (I-310). Dla kąta $\theta = \pi/2z;\ 3\pi/2z$ itd. moment przyjmuje wartość zerową. Okres zmian momentu wynosi π/z, a więc jeden obrót wirnika odpowiada $2z$ okresom. *Częstotliwość zmian momentu* przy n obrotach wałka na minutę wynosi

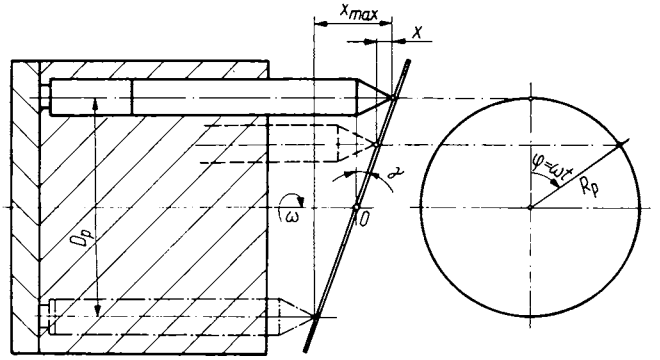
$$f = \frac{zn}{30}\,\text{Hz} \tag{I-311}$$

3.6.3. Pompy z wychylną tarczą

3.6.3.1. Kinematyka tłoczka i stopki

Na rysunku I-125 przedstawiono schemat kinematyczny pompy z wychylną tarczą wg rys. I-117b, c. Wirnik obraca się wokół osi wzdłużnej z prędkością

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-125
Schemat kinematyczny pompy wielotłoczkowej z wychylną tarczą

kątową ω. Tłoczki pozostają w stałym kontakcie z nieruchomą tarczą oporową, nachyloną pod kątem γ względem prostej prostopadłej do osi wirnika. W pompach z wirującą tarczą (wg rys. I-117a) wirnik jest nieruchomy. Kinematyka tłoczka w obu rozwiązaniach jest taka sama. Jeżeli tłoczek jest w skrajnym zewnętrznym położeniu, to przy obrocie wirnika o kąt φ nastąpi wsunięcie tłoczka do komory wyporowej o wartość x. Oznaczając przez R_p promień koła, na którym są rozstawione tłoczki, otrzymuje się

$$x = R_p(1-\cos\varphi)\operatorname{tg}\gamma \tag{I-312}$$

Skok pełny tłoczka nastąpi podczas obrotu wirnika o kąt $\varphi = \pi$

$$s = x_{max} = D_p \operatorname{tg}\gamma \tag{I-313}$$

Prędkość tłoczka wyznacza się, różniczkując równanie (I-312)

$$v = \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}\varphi}\frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}t} = \omega R_p \operatorname{tg}\gamma \sin\varphi \tag{I-314}$$

Maksymalne wartości chwilowe prędkości tłoczka w ruchu postępowo-zwrotnym występują dla kąta $\varphi = \pi/2$ oraz $\varphi = 3\pi/2$

$$v_{max} = \pm\omega R_p \operatorname{tg}\gamma \tag{I-315}$$

Średnią prędkość tłoczka wyznacza się jako

$$v_{śr} = \frac{\omega R_p \operatorname{tg}\gamma}{\pi}\int_0^{\pi} \sin\varphi \,\mathrm{d}\varphi = \frac{\omega}{\pi} D_p \operatorname{tg}\gamma \tag{I-316}$$

Przyspieszenie w ruchu postępowo-zwrotnym tłoczka

$$a = \frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}\varphi}\frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}t} = \omega^2 R_p \operatorname{tg}\gamma \cos\varphi \tag{I-317}$$

Przyspieszenie to przyjmuje maksymalne wartości dla kąta $\varphi = 0$ i $\varphi = \pi$

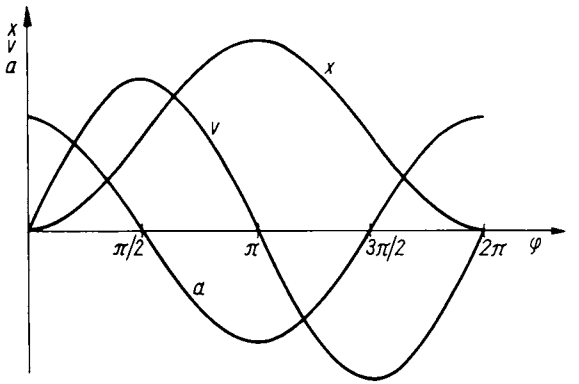
$$a_{max} = \pm\omega^2 R_p \operatorname{tg}\gamma \tag{I-318}$$

Ilustrację graficzną przebiegów drogi, prędkości i przyspieszeń tłoczka jako funkcji kąta obrotu wirnika podano na rys. I-126.

Przyspieszenie normalne tłoczka podczas ruchu obrotowego wirnika

$$a_n = \omega^2 R_p \tag{I-319}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



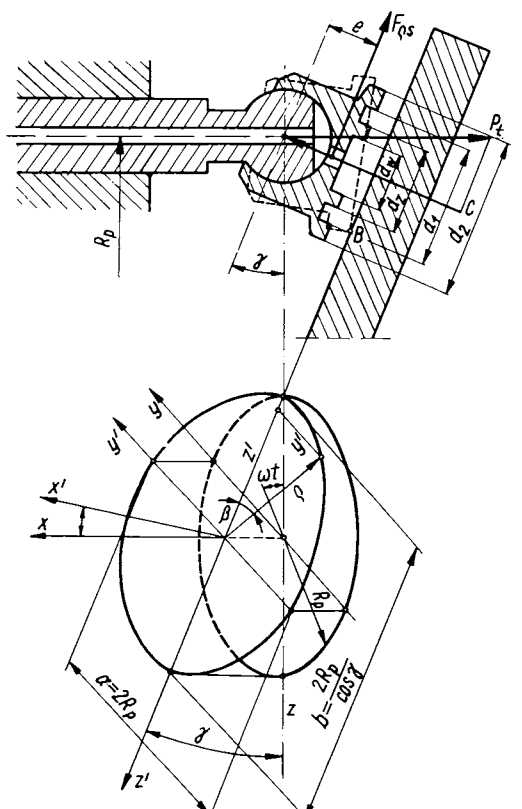
Rys. I-126
Przebieg drogi x, prędkości v i przyspieszenia a tłoczka w ruchu postępowo-zwrotnym jako funkcji kąta obrotu wirnika φ

Stopka przemieszcza się względem tarczy po torze eliptycznym, co widać na rys. I-127. Równania parametryczne tej elipsy, o osiach: małej $a = 2R_p$ oraz dużej $b = 2R_p/\cos\gamma$, mają postać

$$y' = R_p \sin(\omega t); \qquad z' = \frac{R_p}{\cos\gamma}\cos(\omega t)$$

Promień elipsy

$$\varrho = \sqrt{(y')^2 + (z')^2} = R_p \sqrt{\sin^2(\omega t) + \frac{\cos^2(\omega t)}{\cos^2\gamma}}$$



Rys. I-127
Kinematyka stopki

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

skąd po przekształceniach

$$\varrho = R_p\sqrt{1+\mathrm{tg}^2\gamma\cos^2(\omega t)} \tag{I-320}$$

Jeżeli założy się, że środek ciężkości stopki o masie m_2 pokrywa się ze środkiem przegubu, to prędkość kątową stopki ω_s po torze eliptycznym można wyznaczyć jako

$$\omega_s = \frac{\mathrm{d}\beta}{\mathrm{d}t}$$

przy czym

$$\mathrm{tg}\beta = \frac{y'}{z'} = \cos\gamma\,\mathrm{tg}(\omega t)$$

oraz

$$\beta = \mathrm{arctg}[\cos\gamma\,\mathrm{tg}(\omega t)]$$

a więc *prędkość kątowa stopki*

$$\omega_s = \frac{\omega\cos\gamma}{\cos^2(\omega t)+\cos^2\gamma\sin^2(\omega t)} \tag{I-321}$$

Maksymalna wartość prędkości ω_s wystąpi dla kąta $\varphi = \omega t = \pi/2$

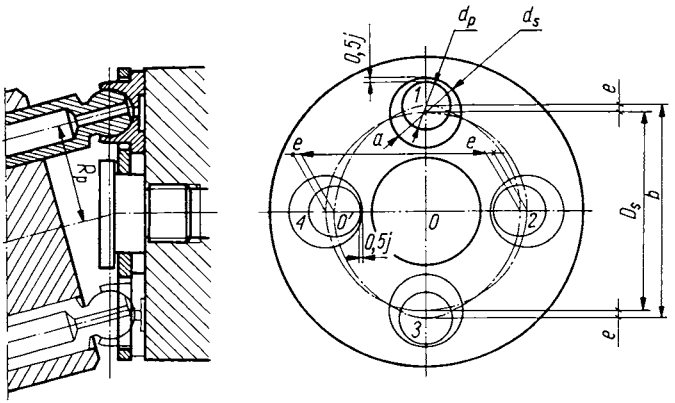
$$\omega_s = \omega_{s\,max} = \frac{\omega}{\cos\gamma} \tag{I-321a}$$

natomiast minimalna dla kąta $\varphi = 0$ lub $\varphi = \pi$

$$\omega_s = \omega_{s\,min} = \omega\cos\gamma \tag{I-321b}$$

Jeżeli ruch powrotny tłoczka jest wymuszany za pomocą separatora ze sprężyną centralną (rys. I-119a) — co ma miejsce w większości nowoczesnych konstrukcji, to otwory pod stopki w separatorze muszą być zwymiarowane w taki sposób, aby umożliwiały ruch stopki po torze eliptycznym. *Średnicę D_s koła podziałowego*, na którym są rozmieszczone otwory, przyjmuje się równą wartości średniej obu osi elipsy przy największym kącie pochylenia tarczy, a więc

$$D_s = \frac{a+b}{2} = R_p\frac{1+\cos\gamma_{max}}{\cos\gamma_{max}} \tag{I-322}$$



Rys. I-128 Wymiarowanie separatora

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Największe przemieszczenie osi stopki względem środka koła podziałowego otworów w separatorze (rys. I-128)

$$e_{max} = \pm R_p \frac{1-\cos\gamma_{max}}{2\cos\gamma_{max}} \tag{I-323}$$

Średnica d_s *otworu pod stopkę* o średnicy zewnętrznej d_p

$$d_s = d_p + 2e_{max} + j \tag{I-324}$$

gdzie j jest dodatkowym luzem o wartości zwykle $0{,}5 \div 1$ mm.

3.6.3.2. Wydajność i współczynnik jej nierównomierności

Wydajność teoretyczna pompy, równa *wydajności średniej,* jest iloczynem średniej prędkości tłoczka wg wzoru (I-316), odniesionej do pełnego obrotu wirnika, pola powierzchni przekroju tłoczka f oraz liczby tłoczków z

$$Q_{gt} = Q_{śr} = \frac{v_{śr}}{2} fz = fzD_p n\,\mathrm{tg}\gamma \tag{I-325}$$

Dla pomp o nastawialnej wydajności, uzyskiwanej za pomocą zmiany kąta pochylenia tarczy oporowej, zależność tę można zapisać jako

$$Q_{gt} = \varepsilon q n$$

przy czym $\varepsilon = \mathrm{tg}\gamma/\mathrm{tg}\gamma_{max} \approx \hat{\gamma}/\hat{\gamma}_{max}$ jest parametrem nastawy wydajności, a q wydajnością właściwą pompy

$$q = fzD_p \mathrm{tg}\gamma_{max} \tag{I-326}$$

Wydajność pompy o z tłoczkach rozstawionych na obwodzie koła o promieniu R_p, z podziałką kątową $\alpha = 2\pi/z$, wyznacza się z zależności analogicznej do wzoru (I-289)

$$Q = \omega f R_p \mathrm{tg}\gamma \sum_{k=0}^{i-0} \sin(\varphi + k\alpha) \tag{I-327}$$

Dla pomp o nieparzystej liczbie tłoczków zależność ta przyjmuje postać

$$Q_{max} = \frac{\omega f R_p \mathrm{tg}\gamma}{2\sin\dfrac{\pi}{2z}} \tag{I-327a}$$

dla $\varphi_1 = \pi/2z$ lub $\varphi_2 = 3\pi/z$ oraz

$$Q_{min} = \frac{\omega f R_p \mathrm{tg}\gamma}{2} \mathrm{ctg}\frac{\pi}{2z} \tag{I-327b}$$

dla $\varphi_1 = 0$ lub $\varphi_2 = 2\pi/z$.

Korzystając z równania definicyjnego (I-90) uzyskuje się, po podstawieniu zależności (I-327a), (I-327b) oraz (I-325), współczynnik nierównomierności wydajności w postaci opisanej wzorem (I-296) lub (I-296a).

Dla pomp o parzystej liczbie tłoczków stosuje się także wzory (I-297) lub (I-297a). Przebieg zależności współczynnika nierównomierności wydajności δ, przedstawiony na rys. I-104, jest prawdziwy również dla pomp z wychylną tarczą.

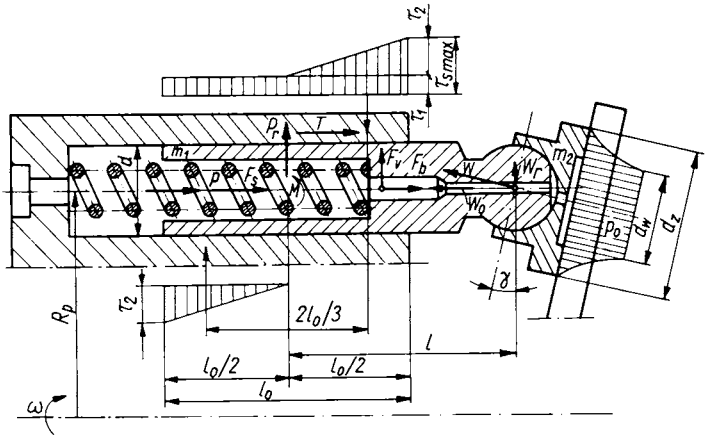
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

3.6.3.3. Obciążenia tłoczka

Wszystkie obciążenia, które mogą oddziaływać na tłoczek pompy z wychylną tarczą, zestawiono na rys. I-129.

Siła P wywierana przez ciśnienie p, panujące w komorze wyporowej, jest równa sile wywieranej przez ciśnienie tłoczenia p_t lub ssania p_s — zależnie od tego czy tłoczek znajduje się w strefie tłocznej, czy ssawnej. Ogólnie zatem

$$P = fp = \frac{\pi d^2}{4} p \tag{I-328}$$



Rys. I-129. Obciążenia tłoczka

Siła bezwładności tłoczka o masie m_1 i *stopki* o masie m_2 w ruchu postępowo-zwrotnym z przyspieszeniem a, wg wzoru (I-317)

$$F_b = -(m_1 + m_2)a \tag{I-329}$$

Siłę odśrodkową, wynikającą z ruchu obrotowego wirnika z prędkością kątową ω i skupioną w środku ciężkości układu tłoczek-stopka, można wyznaczyć — przy założeniu niezmienności położenia stopki względem tłoczka — jako

$$F_e = (m_1 + m_2)\omega^2 R_p \tag{I-330}$$

Reakcję W tarczy oporowej na stopkę wyznacza się z teorii przepływu laminarnego w szczelinie pierścieniowej czołowej. Jeśli ciśnienie w komorze stopki wynosi p_o, to

$$W = \frac{\pi p_0 (d_z^2 - d_w^2)}{8 \ln \frac{d_z}{d_w}} \tag{I-331}$$

Siłę W można rozłożyć na siłę składową osiową

$$W_o = W\cos\gamma \tag{I-332a}$$

oraz siłę składową promieniową

$$W_r = W\sin\gamma \tag{I-332b}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

która daje moment M starający się obrócić tłoczek względem środka ciężkości części tłoczka zanurzonej w otworze.

Siła tarcia tłoczka w otworze jest wywołana siłą odśrodkową F_o oraz składową promieniową W_r nośności podparcia hydrostatycznego stopki. Można ją, przyjmując współczynnik tarcia tłoczka w otworze μ_t, wyznaczyć jako

$$T = [W_r + (m_1 + m_2)\omega^2 R_p]\mu_t \tag{I-333}$$

Jeżeli ruch powrotny tłoczka jest wymuszany za pomocą sprężyny (rys. I-119) znajdującej się wewnątrz komory, to siła z jaką oddziałuje ona na tłoczek

$$F_s = F_0 + kx \tag{I-334}$$

gdzie: F_0 jest siłą napięcia wstępnego sprężyny przy tłoczku maksymalnie wysuniętym z otworu, k – stałą sprężyny, x — przemieszczeniem tłoczka wg wzoru (I-312).

W celu poprawnego dobrania sprężyny należy ująć i przeanalizować zmienność wszystkich sił osiowych działających na tłoczek znajdujący się w strefie ssawnej pompy. W czasie ssania powinien być spełniony warunek

$$F_s > F_b + T + W_o - P_s$$

Podstawiając zależności (I-329), (I-333), (I-332) oraz (I-328) otrzymuje się

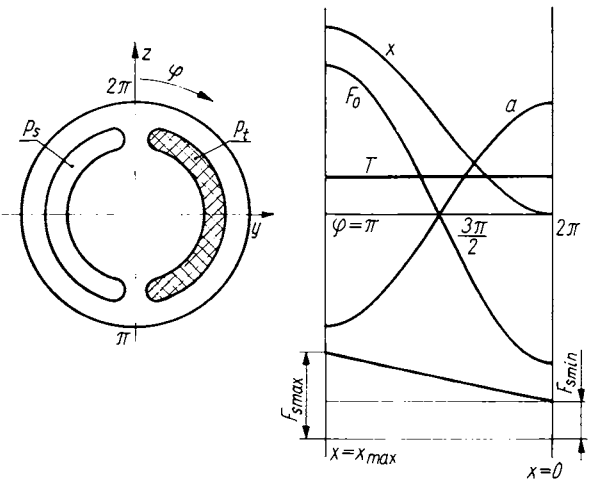
$$F_s > (m_1 + m_2)a + [W\sin\gamma + (m_1 + m_2)\omega^2 R_p]\mu_t + W\cos\gamma - \frac{\pi d^2}{4} p_s$$

Ponieważ ciśnienie p_s, a tym samym także siła W— od którego zależy, jest pomijalnie małe, więc można warunek ten uprościć przyjmując

$$F_s > (m_1 + m_2)(a + \omega^2 R_p \mu_t) \tag{I-335}$$

Wyznaczenie charakterystyki sprężyny przy przyjętym kierunku obrotów (rys. I-130) sprowadza się do wyznaczenia jej dwóch punktów, tj. dla kąta $\varphi = \pi$ oraz kąta $\varphi = 2\pi$. Na początku cyklu ssania, gdy tłoczek jest całkowicie wsunięty do komory, wysunięcie $x = x_{max}$, dla kąta $\varphi = \pi$

$$F_{smax} > (m_1 + m_2)(a + \omega^2 R_p \mu_t) \tag{I-335a}$$



Rys. I-130
Dobór charakterystyki indywidualnej sprężyny nawrotu tłoczka

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Przy końcu cyklu ssania, gdy tłoczek jest całkowicie wysunięty z komory, a więc dla kąta $\varphi = 2\pi$ i $x = 0$, siła sprężyny

$$F_0 = F_{s\,min} > (m_1 + m_2)(\omega^2 R_p \mu_t - a) \tag{I-335b}$$

Napięcie wstępne sprężyny należy dobierać w ten sposób, aby nacisk powierzchniowy między stopką a tarczą oporową nie był mniejszy niż 0,1 MPa. Wartość ta jest wystarczająca i pokrywa z naddatkiem błąd, jaki popełniono przy wyznaczeniu charakterystyki sprężyny, pomijając bezwładność czynnika wypełniającego komorę wyporową.

Naciski występujące na powierzchniach współpracy tłoczka i komory wyporowej wynikają z obciążeń normalnych tłoczka. *Całkowita siła normalna obciążająca tłoczek*

$$P_r = W_r + F_\varrho = W\sin\gamma + (m_1 + m_2)\omega^2 R_p$$

Osiągnie ona wartość maksymalną przy maksymalnym ciśnieniu roboczym p_t i maksymalnej wartości kąta γ pochylenia tarczy oporowej oraz przy największej przewidywanej dla pompy prędkości obrotowej. Dla pompy obciążonej o wartości P_r decyduje pierwszy składnik sumy. Największe naciski powierzchniowe wystąpią dla tłoczka znajdującego się w strefie tłoczenia, a więc obliczenie ich można ograniczyć tylko do tej fazy ruchu. Punkt zaczepienia siły W_r leży poza wirnikiem. Siła ta, przyjmując oznaczenia wg rys. I-129, daje moment

$$M = W_r l$$

przy czym l jest odległością osi przegubu od środka długości zanurzonej tłoczka w komorze wyporowej. Odległość ta zależy od kąta obrotu wirnika i dla kąta $\varphi = 0$ osiąga maksymalną wartość. Dla tego położenia długość l_0 części tłoczka pozostającej w otworze jest najmniejsza. W tym też położeniu należy oczekiwać maksymalnych nacisków powierzchniowych między tłoczkiem a otworem, występujących na krawędzi otworu

$$\sigma_{max} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{d} \tag{I-336}$$

gdzie: τ_1 i τ_2 są obciążeniami odniesionymi do długości l_0 zanurzonej tłoczka.

Obciążenie pochodzące od sił poprzecznych τ_1 można wyznaczyć jako

$$\tau_1 = \frac{W_r + F_\varrho}{l_0} \tag{I-337}$$

lub

$$\tau_1 \approx \frac{W_r}{l_0} \tag{I-337a}$$

jeśli przyjąć, że siła F_ϱ jest pomijalnie mała w porównaniu z siłą W_r. Obciążenie $\tau_{2\,max}$, przyjmując liniowy rozkład obciążeń pochodzących od momentu siły W_r (rys. I-129), oblicza się z następującej równości

$$W_r l = \tau_{2\,max} \frac{l_0}{4} \frac{2l_0}{3} = \frac{\tau_{2\,max} l_0^2}{6}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

skąd

$$\tau_{2\,max} = \frac{6W_r l}{l_0^2} \tag{I-338}$$

Podstawiając zależności (I-337a) i (I-338) do wzoru (I-336), otrzymuje się ostatecznie *maksymalne naciski powierzchniowe między tłoczkiem a otworem*

$$\sigma_{max} = \frac{W_r}{dl_0}\left(1 + \frac{6l}{l_0}\right) \tag{I-339}$$

W celu zmniejszenia tych naprężeń krawędziowych dokonuje się wyokrąglenia otworu niewielkim promieniem. Maksymalne naciski powierzchniowe nie powinny przekraczać dla tłoczków stalowych, pracujących w wirniku wykonanym z brązu, wartości $10 \div 15$ MPa.

W przyjętym wyżej do analizy rozkładzie nacisków nie uwzględniono oddziaływania filmu olejowego w szczelinie utworzonej przez współpracujące powierzchnie, a także wartości luzu — z jakim pracuje tłoczek w otworze. Luz ten zmienia się z temperaturą, która może zmieniać się w granicach kilkudziesięciu stopni. Jeśli temperatura zmieni się od wartości T_0 do $T_0 + \Delta T$, to *luz tłoczka w otworze* będzie miał wartość

$$L_{\Delta T} = (D + d_w D\Delta T) - (d + \alpha_t d\Delta T) = (D - d) + (\alpha_w - \alpha_t) d_n \Delta T \tag{I-340}$$

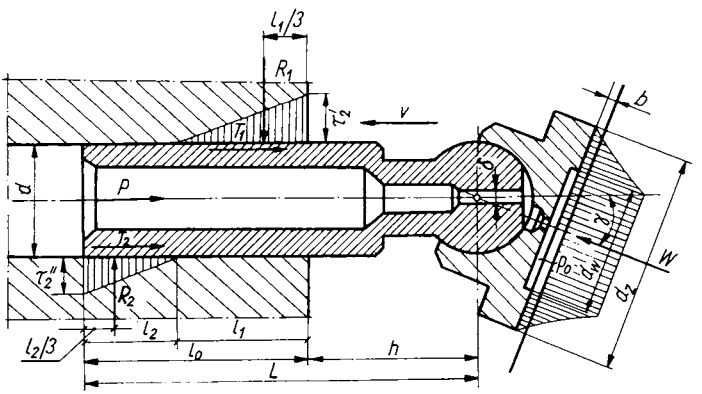
Zmiana luzu przy wzroście temperatury o wartość ΔT

$$\Delta L_{\Delta T} = (\alpha_w - \alpha_t) d_n \Delta T \tag{I-341}$$

gdzie: d_n — wymiar nominalny układu otwór-tłoczek; D, d — rzeczywiste wymiary otworu i tłoczka; α_w, α_t — współczynniki liniowej rozszerzalności cieplnej materiału wirnika i tłoczka.

3.6.3.4. Wymiarowanie stopki

Stopka, stanowiąca podparcie tłoczka, jest pod działaniem wszystkich sił, które na niego oddziałują. Najogólniejszy przypadek obciążeń tłoczka przedstawiono na rys. I-129. Pomijając działanie niewielkiej w rzeczywistości siły odśrodkowej na tłoczek w ruchu obrotowym wirnika oraz zakładając wymuszenie ruchu



Rys. I-131. Podparcie hydrostatyczne stopki

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

nawrotnego tłoczka za pomocą separatora, otrzymuje się układ obciążeń wg rys. I-131. Na tłoczek oddziałuje siła P wg wzoru (I-328), reakcje ścianek otworu R_1 i R_2, siły tarcia T_1 i T_2 oraz reakcja tarczy oporowej W. Dla układu tłoczek-stopka można zestawić następujące warunki równowagi

$$P + T_1 + T_2 - W\cos\gamma = 0 \tag{I-342a}$$

$$R_1 - R_2 - W\sin\gamma = 0 \tag{I-342b}$$

$$R_1\left(h + \frac{l_1}{3}\right) - R_2\left(L - \frac{l_2}{3}\right) - T_1\frac{d}{2} + T_2\frac{d}{2} = 0 \tag{I-343}$$

w których

$$T_1 = \mu_t R_1, \qquad T_2 = \mu_t R_2 \tag{I-344}$$

gdzie μ_t jest współczynnikiem tarcia tłoczka w otworze komory wyporowej, zwykle dla tłoczków stalowych i wirników wykonanych z brązu przyjmuje się wartości $0{,}1 \div 0{,}15$ [27].

Z równań (I-342) można wyznaczyć reakcje R_1 i R_2

$$R_1 = \frac{W\cos\gamma + \mu_t W\sin\gamma - P}{2\mu_t} \tag{I-345a}$$

$$R_2 = \frac{W\cos\gamma - \mu_t W\sin\gamma - P}{2\mu_t} \tag{I-345b}$$

oraz ich stosunek

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{W\cos\gamma + \mu_t W\sin\gamma - P}{W\cos\gamma - \mu_t W\sin\gamma - P} = \alpha \tag{I-346}$$

skąd po przekształceniach otrzymuje się *obciążenie stopki dla ustalonych warunków eksploatacji*, jako funkcję współczynnika α.

$$W = \frac{P}{\cos\gamma + \dfrac{1+\alpha}{1-\alpha}\mu_t\sin\gamma} \tag{I-347}$$

Współczynnik α można wyznaczyć z równania (I-343), uwzględniając wzór (I-344)

$$\alpha = \frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{2l_0}{3h + l_1 - 3\mu_t\dfrac{d}{2}} \tag{I-348}$$

Ponieważ

$$R_1 = \frac{\tau_2' l_1}{2}; \qquad R_2 = \frac{\tau_2'' l_2}{2}; \qquad \frac{\tau_2'}{\tau_2''} = \frac{l_1}{l_2}$$

więc

$$\alpha = \frac{R_1}{R_2} = \frac{\tau_2' l_1}{\tau_2'' l_2} = \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^2 \tag{I-349}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Porównując związki (I-348) i (I-349) można wyznaczyć

$$l_1 = \frac{2l_0 + 3h - 3\mu_t \frac{d}{2}}{3l_0 + 6h - 6\mu_t \frac{d}{2}} l_0 \tag{I-350a}$$

$$l_2 = \frac{l_0 + 3h - 3\mu_t \frac{d}{2}}{3l_0 + 6h - 6\mu_t \frac{d}{2}} l_0 \tag{I-350b}$$

a więc także współczynnik α

$$\alpha = \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^2 \left[1 + \frac{1}{\frac{3L - \mu_t \frac{d}{2}}{l_0} - 2}\right]^2 \approx \left[1 + \frac{1}{3\frac{L}{l_0} - 2}\right]^2 \tag{I-351}$$

Znając zatem α jako funkcję długości zanurzonej l_0 tłoczka w otworze, przy danej jego długości całkowitej L, można korzystając z równania (I-347) wyliczyć niezbędną nośność hydrostatycznego podparcia W stopki. Siła ta będzie miała maksymalną wartość przy maksymalnym kącie pochylenia tarczy $\gamma = \gamma_{max}$ i dla najmniejszej długości l_0, występującej w początkowej fazie cyklu tłoczenia. Minimalna wartość l_0 nie powinna być mniejsza niż $2d$. Reakcja W, wg równania (I-347), powinna być równa nośności łożyska hydrostatycznego wg równania (I-331). Wymiary stopki d_w i d_z należy dobrać w ten sposób, aby prawe strony obu równań były sobie równe.

Doprowadzenie czynnika roboczego z komory wyporowej pod stopkę zapewnia wydrążony w tłoczku otwór o średnicy δ (rys. I-131). Średnicę tego otworu wyznacza się, porównując natężenia przepływu w otworze cylindrycznym oraz natężenie przepływu w szczelinie pierścieniowej czołowej wg wzoru (I-331), a więc

$$\frac{\pi(p - p_0)\delta^4}{128\mu l} = \frac{\pi p_0 b^3}{6\mu \ln \frac{d_z}{d_w}}$$

skąd

$$\delta = \sqrt[4]{\frac{64 p_0 b^3 l}{3(p - p_0)\ln \frac{d_z}{d_w}}} \tag{I-352}$$

Grubość szczeliny b między stopką a tarczą przyjmuje się zwykle równą $0{,}1 \div 0{,}2$ mm. Różnica ciśnienia tłoczenia p oraz ciśnienia p_0, występującego pod stopką w komorze o średnicy d_w — a więc decydującego o sile nośnej podparcia, nie może być zbyt duża i jest utrzymywana zazwyczaj w przedziale $0{,}1 \div 0{,}2$ MPa. Przy większym spadku ciśnienia średnica δ jest zbyt mała. W praktyce nie stosuje się średnic poniżej 0,5 mm. Decydują o tym dwa względy: trudności wykonania

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

otworów o małej średnicy oraz większe prawdopodobieństwo zatykania się otworu na skutek obliteracji.

W celu uniknięcia tych trudności, można by wykonywać otwór o większej średnicy wprowadzając doń igłę dławiącą. Wymiary szczeliny pierścieniowej, jaka wówczas powstanie, należy wyznaczyć, porównując natężenie przepływu przez nią z natężeniem przepływu przez szczelinę między stopką a tarczą oporową, czyli

$$\pi(p-p_0)b_w^3\delta(1+1{,}5\varepsilon^2)=\frac{\pi p_0 b_c^3}{6\mu\ln\dfrac{dz}{dw}} \tag{I-352a}$$

gdzie: $b_w=(\delta-d_i)/2$ — grubość koncentrycznej szczeliny wzdłużnej, $\varepsilon=e/b_w$ — względna mimośrodowość e odniesiona do grubości b_w, b_c — grubość szczeliny między stopką a tarczą, d_i — średnica igły dławiącej.

3.6.3.5. Siła sprężyny centralnej

Sprężynę centralną w układzie wg rys. I-119a należy dobrać w taki sposób, aby zawsze był zapewniony kontakt stopki z tarczą oporową. Siła, jaką powinna wywierać na separator, jest określona zależnością

$$P_{sc}=\sum F_b+\sum P_1+\sum P_2+\sum P_3+\sum P_4 \tag{I-353}$$

gdzie: F_b — siła bezwładności układu tłoczek-stopka w ruchu postępowo-zwrotnym, P_1 — siła docisku niezbędna do tego, aby zapobiec obrotowi stopki pod wpływem działania siły odśrodkowej, P_2 — siła działająca na tłoczek, znajdujący się w strefie ssawnej, wywołana podciśnieniem w komorze wyporowej, P_3 — siła niezbędna do zapewnienia szczelności układu stopka-tarcza oporowa oraz układu wirnik-tarcza rozrządcza, P_4 — siła tarcia tłoczka w ruchu postępowo-zwrotnym.

Siłę bezwładności F_b wyznacza się ze wzoru (I-329) z uwzględnieniem zależności (I-317). *Całkowita siła bezwładności wszystkich tłoczków*

$$\sum F_b=\omega^2 R_p\operatorname{tg}\gamma(m_1+m_2)[\cos\varphi+\cos(\varphi+\alpha)+\cos(\varphi+2\alpha)+\cdots] \tag{I-354}$$

Wyrażenie to przyjmuje maksymalną wartość dla kąta $\varphi=0;\ \alpha/2;\ \alpha$ itd., zależną dla danej konstrukcji tylko od liczby tłoczków z, wyznaczającej podziałkę kątową $\alpha=2\pi/z$ rozstawienia tłoczków w wirniku. Można je zatem zapisać krócej w postaci

$$\sum F_b=\omega^2 R_p\operatorname{tg}\gamma(m_1+m_2)\xi \tag{I-354a}$$

Współczynnik ξ, równy wyrażeniu w nawiasie kwadratowym, przybiera — dla zwykle przyjmowanych liczb tłoczków z — wartości podane w tabl. I-7 [26].

Tablica I-7. Wartości współczynnika ξ do obliczenia wypadkowej siły bezwładności [26]

Liczba tłoczków z	5	7	9	11	13	15
ξ	1,62	2,24	2,28	3,50	4,14	4,78

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Na stopkę działa siła odśrodkowa

$$F_{\varrho s} = m_2 \varrho \omega_s^2 \tag{I-355}$$

gdzie: ϱ — promień bieżący eliptycznego toru stopki wg wzoru (I-320), ω_s — prędkość kątowa stopki wg wzoru (I-321).

Siła ta, uczepiona w środku ciężkości stopki (rys. I-127), daje moment starający się ją obrócić względem środka przegubu. Przyjmując ramię e działania siły $F_{\varrho s}$, można wyznaczyć jego wartość

$$M_{\varrho s} = m_2 \varrho \omega_s^2 e \tag{I-356}$$

W celu zapobieżenia temu zjawisku sprężyna centralna musi wywołać moment ustalający każdą stopkę, znajdującą się w strefie ssawnej

$$M_u = \frac{P_1}{\cos\gamma} \frac{d_z}{2} \geqslant M_{\varrho s}$$

gdzie d_z jest zewnętrzną średnicą stopki.

Uwzględniając wzór (I-356) oraz przyjmując $\varrho = \varrho_{max}$ ze wzoru (I-320) i $\omega_s = \omega_{smax}$ wg wzoru (I-321a) uzyskuje się ostatecznie

$$P_1 \geqslant \frac{\omega^2 m_2 D_p e}{d_z \cos\gamma}$$

Całkowita siła zapobiegająca obrotowi $(z+1)/2$ *stopek* znajdujących się w strefie ssawnej

$$\sum P_1 = \frac{\omega^2 m_2 D_p e (z+1)}{2 d_z \cos\gamma} \tag{I-357}$$

Całkowita siła niezbędna do pokonania oporu wywołanego działaniem podciśnienia p_1 w czasie cyklu ssawnego $(z+1)/2$ tłoczków

$$\sum P_2 = \frac{p_1 f (z+1)}{2} \tag{I-358}$$

przy czym maksymalne podciśnienie w komorze wyporowej przyjmuje się zwykle nie większe niż 0,05 MPa.

Siłę zapewniającą docisk stopki do tarczy oporowej oblicza się ze wzoru

$$P_3 = f_s \sigma_s \cos\gamma$$

gdzie: $f_s = \pi(d_z^2 - d_w^2)/4$ — czynna powierzchnia styku stopki i tarczy, σ_s — dopuszczalny nacisk powierzchniowy, zazwyczaj $0{,}08 \div 0{,}1$ MPa.

Całkowita siła sprężyny zapewniająca docisk $(z+1)/2$ *stopek*, które mogą znaleźć się równocześnie w strefie ssawnej

$$\sum P_3 = \frac{f_s \sigma_s (z+1) \cos\gamma}{2} \tag{I-359}$$

Siłę tarcia wszystkich tłoczków znajdujących się w strefie ssawnej wyznacza się z wyrażenia

$$\sum P_4 = [P_3 \operatorname{tg}\gamma + (m_1 + m_2)\omega^2 R_p] \frac{\mu_t (z+1)}{2} \tag{I-360}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Sprężyna centralna, oprócz swojej podstawowej roli wymuszania ruchu nawrotnego tłoczków oraz zapewnienia właściwej współpracy stopek z tarczą oporową, jest jednocześnie dodatkowym czynnikiem zapewniającym równowagę układu wirnik-tarcza rozrządcza i zapobiegającym tzw. *odpadnięciu wirnika od tarczy*. Zagadnienie to będzie omówione dokładniej w analizie rozrządu pomp osiowych.

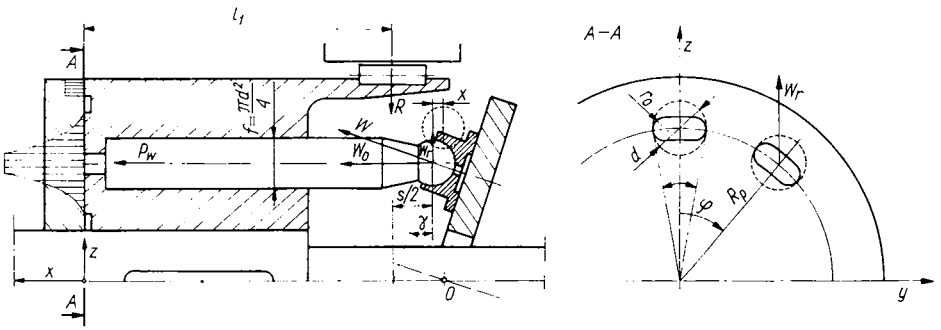
3.6.3.6. Obciążenie wirnika i tarczy oporowej

Na rys.I-132 przedstawiono wszystkie obciążenia działające na wirnik pompy osiowej z wychylną tarczą. Do obciążeń tych należą:

— reakcje tarczy oporowej W zaczepione w przegubach tłoczków i określone równaniem (I-347), tożsamym z równaniem (I-331);

— siły P_w pochodzące od ciśnienia panującego w komorach wyporowych;

— siły wywołane ciśnieniem w szczelinie między powierzchnią czołową wirnika i tarczą rozrządczą.



Rys. I-132. Schemat obciążeń wirnika

Siły pochodzące od wałka napędowego nie mają wpływu na równowagę wirnika i mogą być pominięte.

Siła wzdłużna dociskająca wirnik do tarczy rozrządczej, pomijając oddziaływanie tłoczków znajdujących się w strefie ssawnej pompy, wynosi

$$P_w = \sum_{k=0}^{i-1} \Delta f p i \tag{I-361}$$

gdzie: Δf — czynna powierzchnia denka komory wyporowej, p — ciśnienie tłoczenia, i — liczba tłoczków znajdujących się równocześnie w strefie tłocznej pompy, równa dla pomp o nieparzystej liczbie tłoczków $(z \pm 1)/2$.

Powierzchnię czynną denka komory, przyjmując kształt otworu wylotowego oraz oznaczenia jak na rys. I-132, oblicza się wg wzoru

$$\Delta f = \frac{\pi d^2}{4} - \pi r^2 - (d - 2r)2r \tag{I-362}$$

Siła P_w nie pokrywa się z osią wirnika, a więc wywołuje momenty względem osi y, z układu współrzędnych na płaszczyźnie tarczy rozrządczej

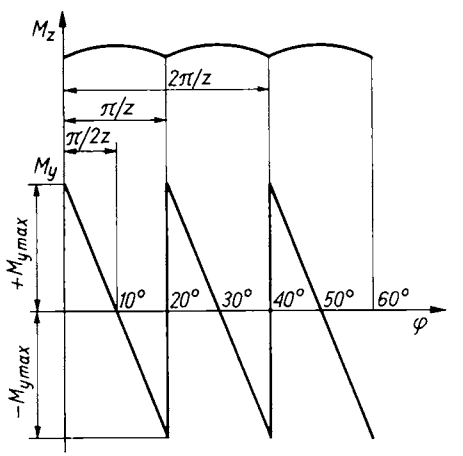
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

$$M_y = P_w R_p \sum_{k=0}^{i-1} \cos(\varphi + k\alpha) \tag{I-363a}$$

$$M_z = P_w R_p \sum_{k=0}^{i-1} \sin(\varphi + k\alpha) \tag{I-363b}$$

gdzie $i = (z+1)/2$, jeśli $0 \leqslant \varphi \leqslant \alpha/2$ oraz $i = (z-1)/2$, jeśli $\alpha/2 < \varphi \leqslant \alpha$ w pompach o nieparzystej liczbie tłoczków; $\alpha = 2\pi/z$.

Przebieg zmian wartości tych momentów dla pompy o dziewięciu tłoczkach podano na rys. I-133. Łatwo zauważyć, że decydujące znaczenie ze względu na wartości obciążeń ma moment M_z, który jest liczbowo kilkakrotnie większy niż moment M_y. Ten ostatni, ze względu na okresowo zmieniający się kierunek działania, jest czynnikiem generującym dźwiękotwórcze drgania elementów konstrukcyjnych pompy. Częstotliwość zmian jest określona wzorem (I-311).



Rys. I-133
Zmienność momentów obciążeń poosiowych wirnika względem tarczy rozrządczej pompy osiowej

Siły oddziaływania tarczy rozrządczej na wirnik są siłami biernymi. Ich zadaniem jest przeciwstawianie się siłom czynnym, jeśli wirnik ma właściwie współpracować z tarczą rozrządczą. Zagadnienie to będzie omówione szczegółowo przy opisie zasad projektowania tarczy rozrządczej.

Wirnik jest pod działaniem sił promieniowych W_r, wywołanych pochyleniem tarczy oporowej, powodujących obciążenie momentem układu wirnik-tarcza rozrządcza. Moment ten występuje również wówczas, gdy wirnik jest podparty dodatkowo łożyskiem, jak na rys. I-132. Powodem tego są luzy łożyskowe oraz to, że łożysko ma ustalone położenie względem poruszającego się w komorze tłoczka. Jeśli w konstrukcji występuje łożysko, to jest usytuowane zazwyczaj w środku między skrajnymi położeniami tłoka.

Moment ukosujący wirnik względem tarczy rozrządczej, a pochodzący od każdego tłoczka znajdującego się w strefie tłocznej, można wyznaczyć jako

$$M_{di} = W_{ri}\left(\frac{s}{2} - x\right)$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Po podstawieniu zależności (I-312) i (I-313) uzyskuje się ostatecznie *moment całkowity*

$$M_d = W_r R_p \operatorname{tg}\gamma \sum_{k=0}^{i-1} \cos(\varphi + k\alpha)$$

Przyjmując dla uproszczenia $W_0 = pf$ oraz $W_r = W_0 \operatorname{tg}\gamma$, uzyskuje się ostatecznie

$$M_d = pfR_p \operatorname{tg}^2\gamma \sum_{k=0}^{i=1} \cos(\varphi + k\alpha)$$

Korzystając z ustaleń dokonanych przy wyprowadzeniu wzoru (I-310), otrzymuje się maksymalny moment całkowity

$$M_{d\,max} = \pm 0.5 pfR_p \operatorname{tg}^2\gamma \tag{I-364}$$

Teoretyczny moment, jaki jest potrzebny do napędu tłoczków, pompy lub uzyskiwany wówczas, gdy pompa ta pracuje jako silnik, określa wyrażenie

$$M = pfR_p \operatorname{tg}\gamma \sum_{k=0}^{i-1} \sin(\varphi + k\alpha) \tag{I-365}$$

Wartość chwilową maksymalną i minimalną wyznacza się, korzystając z równań (I-327a) i (I-327b) oraz stosując równania (I-43) i (I-326), a więc

$$M_{max} = \frac{pfR_p \operatorname{tg}\gamma}{2 \sin \frac{\pi}{2z}} \tag{I-365a}$$

$$M_{min} = \frac{pfR_p \operatorname{tg}\gamma}{2} \operatorname{ctg} \frac{\pi}{2z} \tag{I-365b}$$

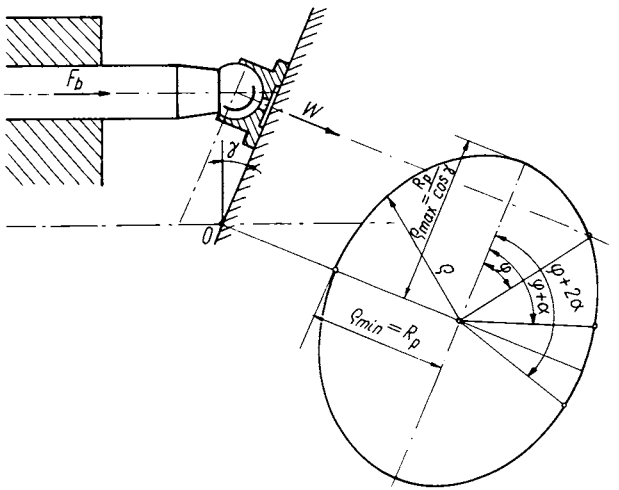
Podstawiając podobnie, otrzymuje się wartość średnią, równą momentowi teoretycznemu wg równania definicyjnego (I-43)

$$M_{śr} = M_{gt} = \frac{pfzR_p \operatorname{tg}\gamma}{\pi} \tag{I-366}$$

Wartości momentów wg wzorów (I-365) i (I-366), podstawione do równania definicyjnego (I-266), służą do wyznaczenia współczynnika nierównomierności momentu, którego wartość zależy od liczby tłoczków — zgodnie z równaniami (I-296).

W pompach o zmiennej wydajności zachodzi potrzeba odpowiedniej nastawy kąta γ pochylenia tarczy oporowej względem jej osi. Dokonuje się tego za pomocą różnego rodzaju urządzeń nastawczych, do zaprojektowania których jest niezbędna znajomość momentu, jaki należy przyłożyć do tarczy. Moment ten jest równy momentowi sił reakcji W wszystkich stopek znajdujących się równocześnie w strefie tłocznej pompy oraz momentowi sił bezwładności tłoczków i stopek w ruchu postępowo-zwrotnym. Korzystając z rys. I-134 można napisać wzór określający *moment przykładany do tarczy*

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-134
Obliczenie momentu nastawczego tarczy oporowej

$$\sum M = W\varrho \sum \cos(\varphi + k\alpha) + \frac{\sum F_b}{\cos^2\gamma} l_t \qquad \text{(I-367)}$$

gdzie: W — reakcja stopki wg równania (I-347), ϱ — promień elipsy wg równania (I-320), ΣF_b — siła bezwładności wg równania (I-354a), $l_t = 2R_p/\pi$ — ramię działania siły bezwładności.

Ponieważ suma kosinusów przyjmuje wartość $\pm 0{,}5$ oraz przy założeniu, dla uproszczenia, że siła $W = pf/\cos\gamma$ i promień $\varrho = R_p/\cos\gamma$, można równanie (I-367) sprowadzić do postaci

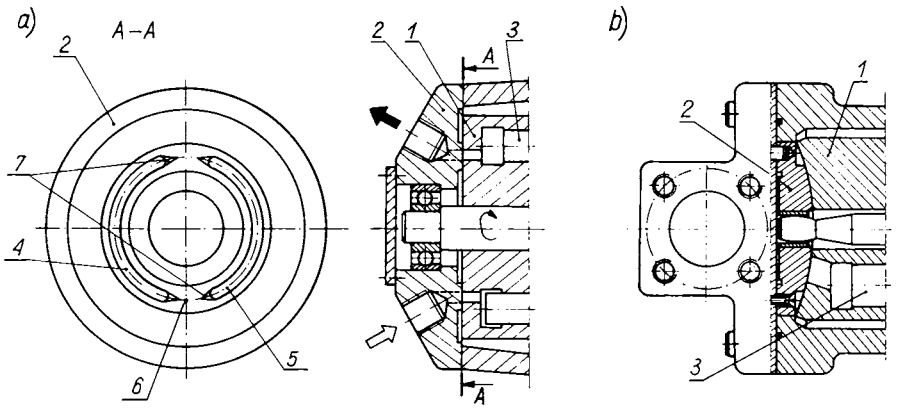
$$M = \pm \frac{0{,}5pfR_p}{\cos^2\gamma} + 0{,}64\omega^2(m_1 + m_2)\xi R_p^2 \frac{\sin\gamma}{\cos^3\gamma} \qquad \text{(I-367a)}$$

3.6.4. Rozrząd tarczowy

Zadaniem *rozrządu tarczowego* (rys. I-135) jest doprowadzenie czynnika roboczego z przewodu ssawnego do komór wyporowych *3* wirnika *1* wówczas, gdy znajduje się w strefie ssawnej oraz odprowadzenie go do przewodu tłoczonego wówczas, gdy tłoczki wykonują suw tłoczenia. Sterowanie kierunkiem przepływu cieczy odbywa się za pomocą nieruchomej tarczy rozrządczej *2*, współpracującej z powierzchnią czołową wirnika. Tarcza ma dwa otwory: ssawny *4* i tłoczny *5* o nerkowatym kształcie, oddzielone od siebie mostkami *6*. Powierzchnie okalające nerki — zewnętrzna i wewnętrzna — współpracując z powierzchnią czołową wirnika, mają na celu uszczelnienie go, a więc zapobieżenie wyciekom czynnika roboczego w kierunku promieniowym.

W produkowanych obecnie pompach osiowych stosuje się dwa typy rozrządu: *płaski* (rys. I-135a) i *sferyczny* (rys. I-135b). W rozrządzie sferycznym są dogodniejsze warunki współpracy powierzchni czołowej wirnika z powierzchnią tarczy, na skutek większej swobody wzajemnego ich dostawania się oraz możliwości uzyskania większych pól powierzchni okalających szczeliny

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-135. Rozrząd pompy osiowej z tarczą: a) płaską, b) sferyczną; *1* — wirnik, *2* — tarcza rozrządcza, *3* — komora wyporowa, *4*, *5* — nerki ssawna i tłoczna, *6* — mostek, *7* — rowki odciążające

kolektorowe, a przez to większej trwałości. Wadą rozrządu sferycznego jest trudniejsze, w porównaniu z rozrządem płaskim, i droższe wykonanie.

Właściwe ukształtowanie konstrukcyjne tarczy rozrządczej należy do najtrudniejszych zadań przy projektowaniu pomp osiowych. Od konstrukcji tarczy i jej współpracy z wirnikiem zależą głównie parametry pompy takie jak: sprawność objętościowa, a więc także możliwość uzyskiwania wysokich ciśnień tłoczenia, poziom wytwarzanego hałasu oraz trwałość eksploatacyjna pompy. Tarcza rozrządcza będzie poprawnie zaprojektowana tylko wówczas, jeśli równocześnie:

— zapewni uzyskanie optymalnego i bez jakichkolwiek zakłóceń przebiegającego procesu przesterowania komór wyporowych na mostkach;

— umożliwi osiągnięcie maksymalnej szczelności układu wirnik-tarcza;

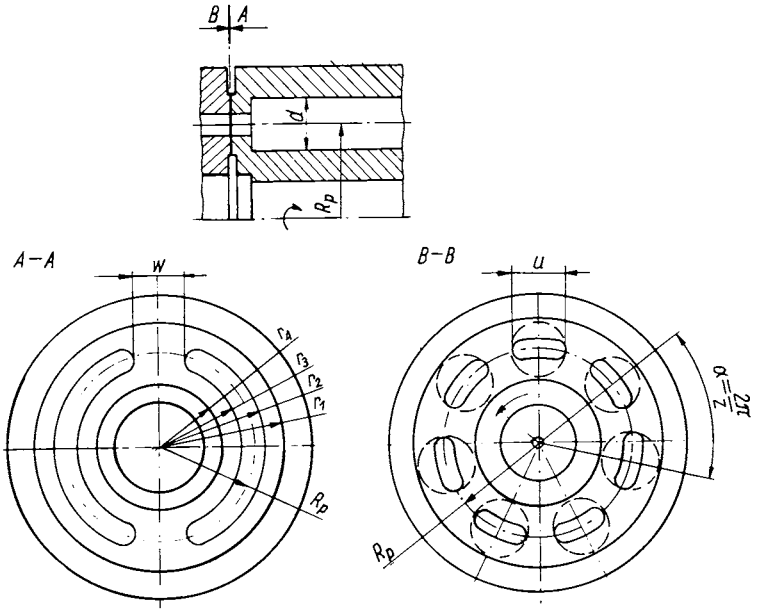
— równoważy całkowicie siły i momenty działające na wirnik.

Na rys. I-136 przedstawiono układ wirnik-tarcza rozrządcza pomp osiowych. Podobnie jak było to w pompach promieniowych, o przebiegu ciśnienia w komorze wyporowej decyduje rodzaj przekrycia, które może być zerowe dla $w = u$, dodatnie dla $w > u$ oraz ujemne dla $w < u$. Przekrycie zerowe trudno jest zrealizować, choćby ze względu na tolerancje wykonania elementów, przyjmuje się je jednak jako układ odniesienia w analizie procesu przesterowania.

Na rys. I-137 przedstawiono przebieg ciśnień w komorze wyporowej w zależności od jej położenia względem tarczy rozrządczej, określonego kątem obrotu wirnika, dla wszystkich trzech rodzajów przekrycia. Dla przekrycia zerowego $w = u$ (rys. I-137a) przejście ze strefy ssawnej w tłoczną lub odwrotnie odbywa się skokowo na osi położeń zwrotnych tłoczka, tzn. dla kąta $\varphi = 0$ oraz $\varphi = \pi$.

Dla przekrycia ujemnego $w < u$ (rys. I-137b) obszar ssawny jest powiększony o kąt $\beta_3/2$. Skokowy wzrost ciśnienia od wartości p_1, występującej w strefie ssawnej, do wartości ciśnienia tłoczka p_2 ma miejsce dla kąta $\varphi = \beta_3/2$ w okolicy ZZP oraz na odwrót dla kąta $\varphi = (\pi - \beta_3/2)$ w okolicy WZP. W obszarze, określonym kątem β_3 w obu zwrotnych położeniach tłoczka obie nerki są

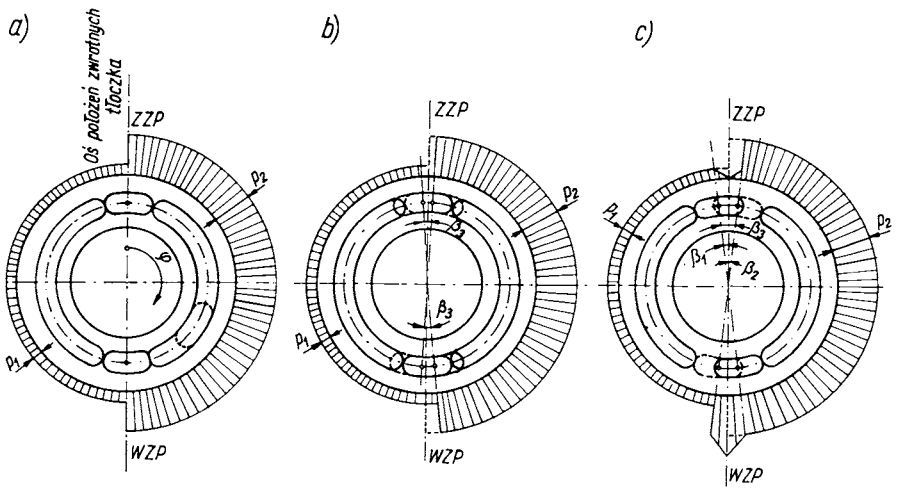
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-136. Wymiary charakterystyczne układu wirnik — tarcza rozrządcza

połączone ze sobą kanałem wylotowym z komory wyporowej, a więc występuje upływ czynnika z nerki tłocznej do ssawnej, a przez to obniżenie sprawności objętościowej pompy.

W przypadku przekrycia dodatniego $w > u$ (rys. I-137c) w obszarze określonym kątem β_3 (tzw. *kątem przekrycia*) nerki — ssawna i tłoczna — są odcięte. Dla kąta $\varphi = -\beta_1$, zwanego *kątem wyjścia*, komora wyporowa traci kontakt z nerką ssawną mimo, iż tłoczek nie zakończył jeszcze suwu ssania. Objętość komory rośnie, a dopływu czynnika nie ma, w wyniku czego ciśnienie p_1 spada do wartości ciśnienia par czynnika roboczego, a więc pojawia się

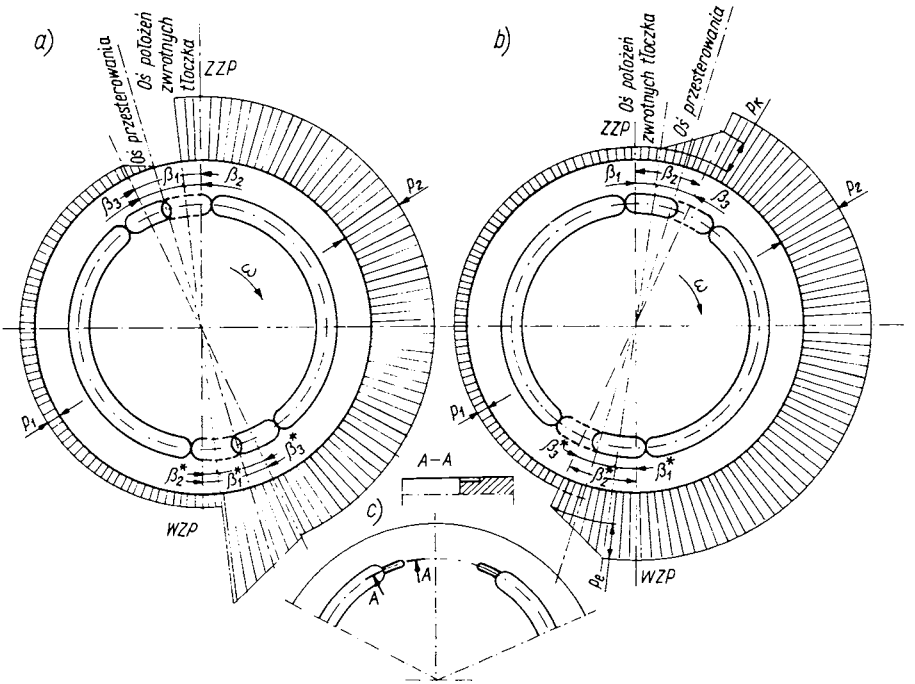


Rys. I-137. Przebieg ciśnień w komorze wyporowej podczas obrotu wirnika dla przekrycia: a) zerowego, b) ujemnego, c) dodatniego

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

kawitacja. W obszarze zawartym między kątami $\varphi = 0$ i $\varphi = \beta_3/2 = \beta_2$ (*kąt wejścia*) tłoczek wykonuje suw tłoczenia, ciśnienie wzrasta początkowo do wartości p_1, a później skokowo do wartości ciśnienia tłoczenia p_2. W okolicy wewnętrznego położenia zwrotnego, w obszarze między kątem $\varphi = \pi - \beta_3/2$ i $\varphi = \pi$ tłoczek — wykonując jeszcze suw tłoczenia przy odciętym już połączeniu komory wyporowej od nerki tłocznej — spręża ciecz roboczą w dalszym ciągu. Ciśnienie w przestrzeni wyporowej dla kąta $\varphi = \pi$ może na skutek tego osiągać wartości znacznie większe od wartości ciśnienia tłoczenia. Im większy jest kąt przekrycia β_3, tym większe będą wartości szczytowe ciśnienia w komorze dla WZP. Przy dalszym obrocie wirnika tłoczek wykonuje suw ssania przy braku połączenia komory wyporowej z nerką ssawną, następuje więc dekompresja czynnika w komorze. Po osiągnięciu kąta $\varphi = \pi + \beta_3/2$ a więc po połączeniu komory z nerką, ciśnienie spada do wartości ciśnienia ssania.

Skokowe zmiany ciśnień w komorach wyporowych podczas przesterowania są zjawiskiem niekorzystnym, są powodem przeciążeń elementów pompy oraz źródłem ich drgań, uznawanych za najważniejszą przyczynę hałaśliwej pracy pompy. Optymalny proces przesterowania powinien odznaczać się trapezoidalnym przebiegiem ciśnień w komorze wyporowej (rys. I-110b). Jednym ze sposobów służących do osiągnięcia tego jest obrót tarczy rozrządczej względem osi położeń zwrotnych tłoczka. Na rys. I-138a przedstawiono tarczę rozrządczą obróconą o kąt $(\beta_2 + \beta_3/2)$ w kierunku przeciwnym do kierunku obrotu wirnika. Przebieg ciśnień podczas przesterowania jest bardziej jeszcze niekorzystny w po-



Rys. I-138. Przebieg ciśnień w komorze wyporowej przy obrocie tarczy rozrządczej: a) w kierunku przeciwnym do kierunku obrotów wirnika, b) w kierunku zgodnym z kierunkiem obrotu wirnika, c) rowki odciążające na końcach nerek

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

równaniu z przebiegiem wg rys. I-137c. Obrót tarczy w kierunku zgodnym z kierunkiem obrotu wirnika (rys. I-138b) służy do wydłużenia procesu narastania lub spadku ciśnienia w komorze wyporowej. Przy przesterowaniu w okolicy ZZP, w obszarze określonym kątem przekrycia β_3 występuje zjawisko *kompresji wstępnej*, w wyniku której ciśnienie w komorze wyporowej wzrasta, zanim jeszcze będzie uzyskane połączenie z nerką ssawną. Podobne zjawisko — lecz w kierunku odwrotnym, nazywane *ekspansją wstępną*, występuje w okolicy WZP.

Ciśnienie kompresji i ekspansji wstępnej należy przyjmować równe różnicy ciśnień tłoczenia p_2 i ssania p_1. Różnica ta, zgodnie z zależnością (I-14), będzie wynosić

$$p_k = -p_e = (p_2 - p_1) = -E_c \frac{V_2 - V_1}{V_1}$$

Objętość komory wyporowej V_1 dla kąta $\varphi = \beta_1$, tzn. w momencie jej wyjścia ze strefy ssawnej, będzie wynosiła

$$V_1 = f(x_0 - x_1)$$

gdzie: $x_0 = kx_{max}$ przy $k > 1$ jest miarą przestrzeni martwej komory wyporowej, x_1 — droga tłoczka przy obrocie wirnika o kąt $\varphi = \beta_1$.

Korzystając ze wzorów (I-312) i (I-313), otrzymuje się

$$x_0 = 2kR_p \operatorname{tg} \gamma_{max}$$

$$x_1 = R_p(1 - \cos\varphi) \operatorname{tg} \gamma$$

a zatem

$$V_1 = fR_p[2k \operatorname{tg} \gamma_{max} - \operatorname{tg}\gamma(1 - \cos\beta_1)]$$

Podobnie wyznacza się objętość V_2 przy obrocie wirnika o kącie $\beta_2 = \beta_1 + \beta_3$

$$V_2 = f(x_0 - x_2) = fR_p[2k \operatorname{tg} \gamma_{max} - \operatorname{tg}\gamma(1 - \cos\beta_2)]$$

Po podstawieniu obu objętości do wzoru na p_k otrzymuje się ostatecznie wzór na obliczenia *ciśnienia kompresji* i *ekspansji wstępnej*

$$p_k = -p_e = E_c \frac{2 \sin\frac{\beta_3}{2} \sin\left(\beta_1 + \frac{\beta_3}{2}\right)}{a + \cos\beta_1} \qquad \text{(I-368)}$$

gdzie: $a = \dfrac{2k}{\varepsilon} - 1$, a $\varepsilon = \operatorname{tg}\gamma / \operatorname{tg}\gamma_{max}$ jest parametrem nastawy wydajności pompy.

Z równania (I-368) wynika, że ciśnienia kompresji i ekspansji wstępnej zależą od parametru nastawy wydajności, a także są związane z ciśnieniem tłoczenia pompy. Emitowany przez pompę hałas zależy także od pozostałych parametrów ruchowych pompy, a więc od jej obrotów oraz lepkości czynnika roboczego. Optymalizacja procesu przesterowania jest zatem ograniczona i może być dokonana tylko dla określonego stanu eksploatacji pompy. W

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

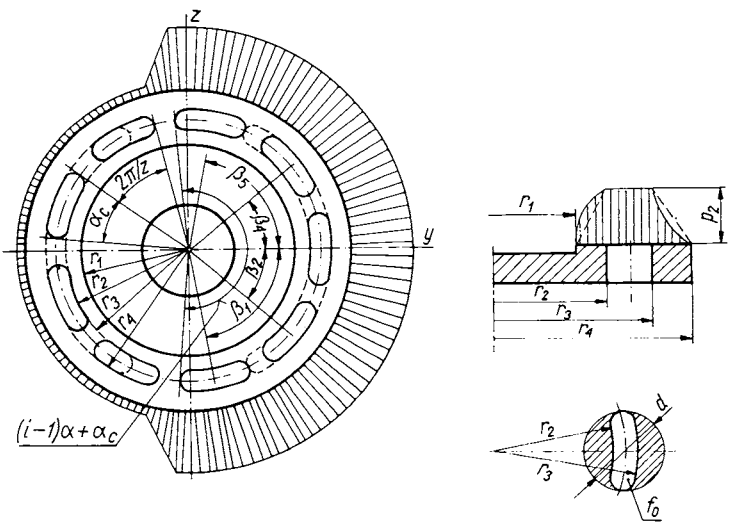
produkowanych seryjnie pompach wykonuje się ją zwykle dla nominalnych ciśnień roboczych, nominalnych obrotów oraz średnich przewidywanych lepkości czynnika. Oprócz rodzaju przekrycia, obrotu tarczy względem osi położeń zwrotnych tłoczka stosuje sią w optymalizacji przebiegu ciśnienia w komorze wyporowej odpowiednio zwymiarowane rowki odciążające na końcach nerek (rys. I-138c). Służą one również do wydłużenia czasu zmiany ciśnienia od p_1 do p_2 i odwrotnie oraz wyokrąglania naroży trapezoidalnego diagramu ciśnień. Często stosuje się kombinacje wszystkich tych zabiegów, w zależności od konstrukcji i przeznaczenia pompy. Jeśli w konstrukcji przewidziano zmianę kierunku tłoczenia, to obrotu tarczy nie można zastosować. Ponieważ obliczenia przebiegu ciśnienia w komorze, z uwagi na złożoność zjawiska, nie można dokonać, więc optymalizacji procesu dokonuje się eksperymentalnie podczas badań prototypu.

Drugim zagadnieniem, jakie należy rozwiązać przy projektowaniu tarczy rozrządczej, jest wyznaczenie promieni charakterystycznych r_1, r_2, r_3 i r_4 (rys. I-139). Promienie te określają zasadnicze wymiary tarczy rozrządczej, a więc szerokość nerek oraz okalających je powierzchni. Decydują o współpracy wirnika z tarczą, zapewniając wymaganą szczelność rozrządu oraz równowagę układu wirnik-tarcza.

Wirnik jest dociskany do tarczy siłą P_d pochodzącą od ciśnienia we wszystkich komorach wyporowych, znajdujących się w przestrzeni tłocznej; oddziaływanie przestrzeni ssawnej jest pomijalnie małe. *Siła wywołana ciśnieniem w komorach wyporowych*

$$P_d = p_2 \frac{\pi d^2}{4} i \tag{I-369}$$

W szczelinie utworzonej przez powierzchnię czołową wirnika i powierzchnię lustra tarczy rozrządczej występuje rozkład ciśnień, przedstawiony na rys.



Rys. I-139. Promienie charakterystyczne tarczy rozrządczej

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

I-139. Ciśnienie tłoczenia działa na kącie środkowym $(i-1)\alpha+\alpha_c$, przy czym $i=(z\pm1)/2$ jest liczbą tłoczków znajdujących się równocześnie w przestrzeni tłocznej, $\alpha=2\pi/z$ — podziałką kątową tłoczków w wirniku, a α_c — kątem środkowym kanału wylotowego z przestrzeni wyporowej.

Siła odpychająca wirnik od tarczy w wyniku tak przyjętego rozkładu ciśnień w szczelinie [28]

$$P_o=\frac{p_2}{4}\left(\frac{r_1^2-r_2^2}{\ln\frac{r_1}{r_2}}-\frac{r_3^2-r_4^2}{\ln\frac{r_3}{r_4}}\right)i\alpha$$

Jeśli założyć liniowy spadek ciśnienia wzdłuż przekroju promieniowego tarczy, oznaczony na rysunku linią przerywaną, to wzór ten przyjmuje prostszą postać

$$P_o=\frac{p_2}{4}(r_1^2+r_2^2-r_3^2-r_4^2)i\alpha \tag{I-370}$$

Błąd, jaki popełnia się przy tym uproszczeniu, nie przekracza 1%. W pompach o mniejszej liczbie tłoczków rzeczywisty obszar działania ciśnienia tłoczenia, określony kątem środkowym Ψ, może być różny od kąta $(i\alpha)$ przyjmowanego we wzorze (I-370). Może to mieć miejsce np. w pompie o $z=7$ dla $i=3$, gdzie kąt Ψ będzie sumą kąta środkowego nerki i połowy kątów zawartych między nerką a najbliższymi tłoczkami. Siłę odpychającą P_o wyznacza się dla takiego przypadku, przyjmując rzeczywistą wartość kąta środkowego Ψ, na którym występuje ciśnienie tłoczenia p_2. Zależność (I-370) przyjmuje wówczas postać

$$P_o=\frac{p_2}{4}(r_1^2+r_2^2-r_3^2-r_4^2)\Psi \tag{I-370a}$$

Z porównania (I-369) i (I-370) lub (I-370a) otrzymuje się pierwszy warunek równowagi układu wirnik-tarcza rozrządcza

$$r_1^2+r_2^2-r_3^2-r_4^2=\frac{zd^2}{2} \tag{I-371}$$

lub

$$r_1^2+r_2^2-r_3^2-r_4^2=\frac{\pi d^2(z-1)}{2\Psi} \tag{I-371a}$$

dla przypadku, gdy $2\pi i/z$ jest większy niż kąt środkowy nerki tłocznej.

Przy wyprowadzeniu tego warunku przyjęto symetryczne położenie wirnika względem osi y. Z dokładniejszej analizy tego zjawiska dla niesymetrycznych położeń wynika, że ze wzrostem wartości siły dociskającej P_d wzrasta także siła odpychająca P_o. Zwiększenie bowiem obszaru oddziaływania ciśnienia panującego w komorach wyporowych zwiększa również kąt środkowy oddziaływania w szczelinie. Przyjmowanie zatem symetrycznego położenia wirnika do określenia warunku równowagi sił jest wystarczające. Z wyprowadzonych w ten sposób

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

równań wynika, że równowaga sił układu wirnik-tarcza nie zależy ani od ciśnień tłoczenia, ani też od liczby tłoczków i, znajdujących się równocześnie w przestrzeni tłocznej.

Dla symetrycznego ułożenia wirnika względem osi y, moment sił dociskających wirnik do tarczy $M_{dy} = 0$, a równowagę układu wirnik-tarcza określa moment M_{dz} względem osi z, dający się wyznaczyć — przyjmując oznaczenia jak na rys. I-139 — ze wzoru

$$M_{dz} = \frac{\pi d^2}{4} p_2 R_p \sum_1^i \cos \beta_i \tag{I-372}$$

Momentowi temu przeciwstawia się moment M_{oz} wypadkowej siły odpychającej, pochodzącej od rozkładu ciśnienia w szczelinie. Po przyjęciu jak poprzednio liniowego spadku ciśnień na powierzchniach okalających nerki oraz symetrycznego położenia wirnika względem osi y wg [28] otrzymuje się

$$M_{oz} = \frac{p_2}{6}(r_1^3 + r_2^3 - r_3^3 - r_4^3 + r_1^2 r_2 + r_1 r_2^2 - r_3^2 r_4 - r_3 r_4^2) \sin \frac{i\alpha}{2} \tag{I-373}$$

Z porównania zależności (I-372) i (I-373) otrzymuje się drugi warunek równowagi układu wirnik-tarcza rozrządcza

$$r_1^3 + r_2^3 - r_3^3 - r_4^3 + r_1^2 r_2 + r_1 r_2^2 - r_3^2 r_4 - r_3 r_4^2 = C \tag{I-374}$$

przy czym

$$C = \frac{3\pi d^2 R_p}{2 \sin \frac{i\alpha}{2}} \sum_1^i \cos \beta_i$$

jak widać nie zależy od ciśnienia roboczego, a tylko od wymiarów charakterystycznych wirnika.

Równania (I-371) i (I-374) mają cztery niewiadome, którymi są promienie r_1, r_2, r_3 i r_4, określające tarczę rozrządczą. Aby je obliczyć, należy zestawić dwa dodatkowe warunki. W praktyce konstruktorskiej przyjmuje się zwykle szerokość nerki, sprawdzając następnie czy jest zapewniona zasada niezakłóconego przepływu w układzie komora wyporowa-nerki. Zasada ta musi być odniesiona przede wszystkim do przestrzeni ssawnej, szczególnie w pompach samozasysających, w których prawdopodobieństwo wystąpienia kawitacji jest duże. Celowe jest więc, aby warunek bezkawitacyjnej pracy pompy przyjąć jako trzeci warunek równowagi potrzebny do zwymiarowania tarczy. Z warunku tego wynika, że natężenie przepływu niezbędne do wypełniania komory wyporowej, przy ruchu wysuwowym tłoczka, musi być mniejsze niż natężenie przepływu przez kanał w denku przy dopuszczalnym spadku ciśnienia po stronie ssawnej, czyli

$$C_q \sqrt{\frac{2\Delta p}{\varrho}} f_0 \geqslant \frac{\pi d^2}{4} v_{t\,max} \tag{I-375}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

gdzie: Δp — maksymalny dopuszczalny spadek ciśnienia przy przepływie przez kanał w denku komory wyporowej o polu powierzchni f_0 (rys. I-139), C_q — współczynnik przepływu przez kanał, $v_{t\,max}$ — wartość prędkości tłoczka wg równania (I-315) przy prędkości $\omega = \omega_{max}$ i kącie $\gamma = \gamma_{max}$.

Pole powierzchni kanału oblicza się wg wzoru

$$f_0 = [d-(r_2-r_3)](r_2-r_3)+\pi\frac{(r_2-r_3)^2}{4}$$

Po podstawieniu, przekształceniach i rozwiązaniu równania (I-375) otrzymuje się ostatecznie

$$r_2-r_3 \geqslant md \tag{I-376}$$

przy czym

$$m = \frac{2-\sqrt{4-(4-\pi)\dfrac{R_p\omega_{max}\operatorname{tg}\gamma_{max}}{C_q\sqrt{2\Delta p/\varrho}}}}{4-\pi}$$

wyraża współczynnik szerokości nerki, zależny głównie od prędkości $v_{t\,max}$. Spadek ciśnienia Δp w ustalonych warunkach pracy ciągłej nie powinien być mniejszy niż 0,35 MPa. Współczynnik przepływu C_q można przyjmować równy $0{,}58 \div 0{,}6$.

Czwarty warunek równowagi, jaki można przyjąć w celu jednoznacznego ustalenia wymiarów tarczy rozrządczej, powinien uwzględniać podobieństwo kinematyczne na zewnętrznej i wewnętrznej powierzchni uszczelniającej. Warunek ten wyraża się równością stosunków prędkości obwodowych na ograniczających je powierzchniach

$$\frac{u_{s1}}{u_{s2}} = \frac{u_{s3}}{u_{s4}} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{r_3}{r_4} \tag{I-377}$$

Można udowodnić, że warunek ten jest tożsamy z warunkiem równych natężeń wypływu czynnika przez szczeliny okalające nerki. Symetrię rozdziału strat objętościowych uzasadnia konieczność usuwania ze szczelin zanieczyszczeń czynnika roboczego. Równanie (I-377) można zastąpić innym np. wyrażającym równość promieni kół podziałowych nerek i rozstawienia tłoczków w wirniku R_p

$$r_2+r_3 = 2R_p \tag{I-377a}$$

Rozwiązanie układu równań (I-371), (I-374), (I-376) oraz (I-377) umożliwia wyznaczenie wszystkich promieni charakterystycznych r_1, r_2, r_3 i r_4 tarczy rozrządczej. Po przyjęciu jako podstawowych warunków trzy pierwsze równania, można wyznaczyć z nich promienie r_1, r_2, r_3 jako funkcje r_4, dla ustalonych już wcześniej wielkości z, d, R_p, ω_{max} i γ_{max}. Ten sposób postępowania umożliwia bardziej wszechstronną analizę wymiarów tarczy i lepsze zbliżenie się do wymagań wynikających z przyjętego rozwiązania układu tarcza-wirnik, określonego zwykle dodatkowym warunkiem $R_p-0{,}6d \leqslant r_4 \leqslant R_p$. Ze względu na złożoność równań jest konieczne stosowanie elektronicznej techniki obliczeniowej.

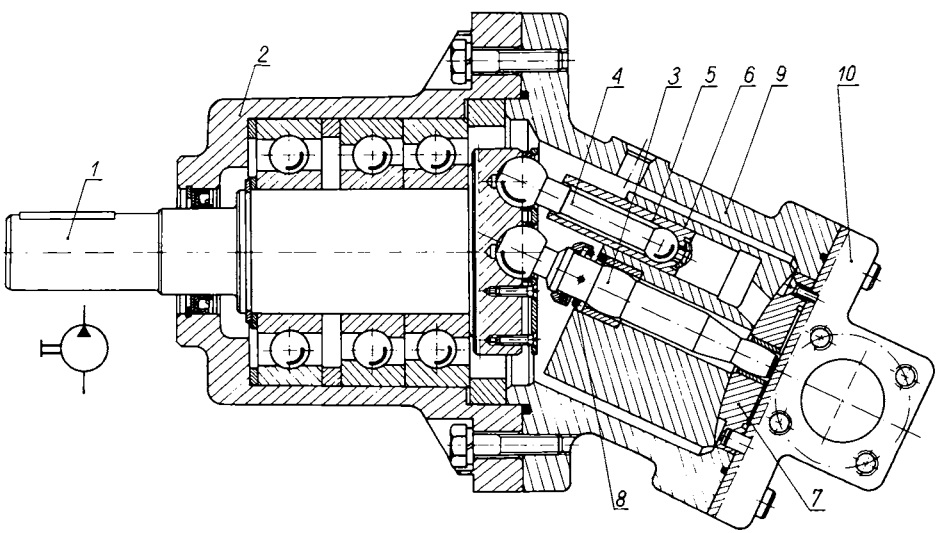
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Przy wyprowadzaniu równań dokonano różnych uproszczeń, które prowadzą do zmniejszenia sił odpychających w stosunku do wartości rzeczywistych, jakie występują w układzie. W tej sytuacji mogłoby nastąpić odpadanie wirnika od tarczy. Aby się przed tym zabezpieczyć, wprowadza się zwykle dodatkową siłę dociskającą — równą $3 \div 4\%$ siły P_d wg równania (I-369) — wywieraną najczęściej przez sprężynę centralną układu separator-tarcza oporowa.

3.6.5. Przykłady konstrukcji pomp

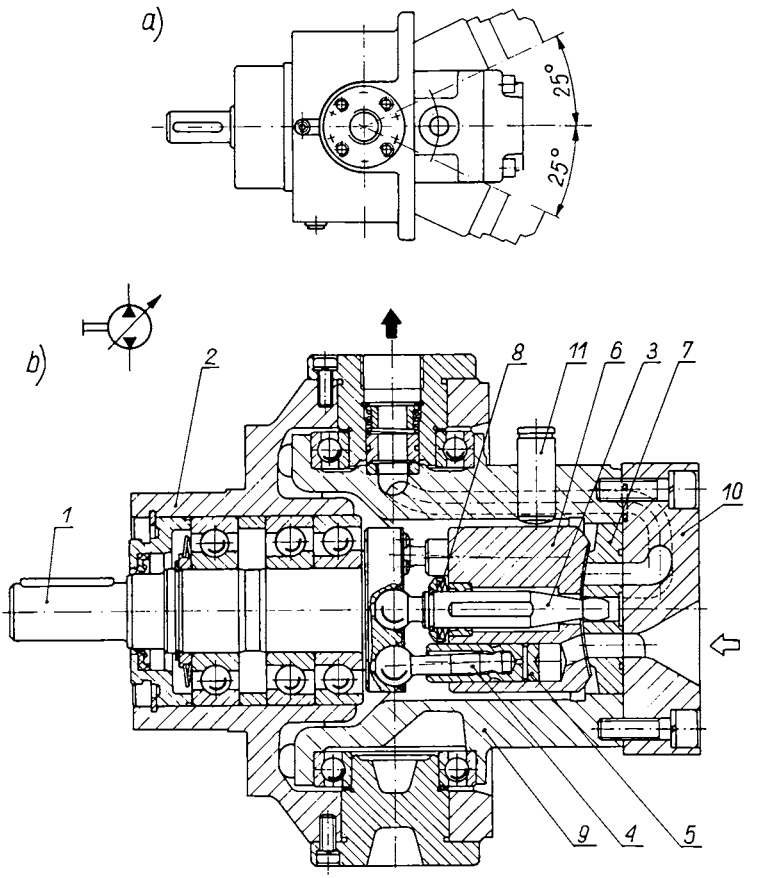
Na rys. I-140 przedstawiono pompę z wychylnym blokiem cylindrowym typu PNS-150A. Wałek napędowy *1*, łożyskowany w przystawce napędowej *2*, jest zakończony kołnierzem, w którym są osadzone główka czopa centralnego *3* oraz przeguby tłoczysk *4*. Wirnik *6* otrzymuje napęd za pośrednictwem tłoczysk współpracujących z tłoczkami *5*. Sferyczna powierzchnia czołowa wirnika współpracuje z tarczą rozrządczą *7*, w której jest ułożyskowany drugi koniec czopa centralnego. Dodatkowy docisk wirnika do tarczy rozrządczej, zabezpieczający przed jego odpadnięciem, zapewnia sprężyna *8* na trzpieniu. Przewody, ssawny i tłoczny, są przyłączane do przeciwlegle usytuowanych otworów w pokrywie *10* kadłuba *9*, z którą jest związana tarcza rozrządcza. W górnej części kadłuba znajduje się gniazdo przyłączeniowe do przewodu odprowadzającego przecieki wewnętrzne do zbiornika. Wszystkie części wirujące pompy są smarowane przeciekami wypełniającymi całe wnętrze kadłuba. Przewód odprowadzający przecieki do zbiornika powinien być zwymiarowany w ten sposób, aby ciśnienie we wnętrzu kadłuba nie przewyższało 0,1 MPa, ze względu na trwałość pierścienia uszczelniającego wałek napędowy.

Pompy tej konstrukcji są budowane o wydajnościach nominalnych od 25 do 150 dm^3/min ($q = 18{,}2 \div 105{,}8$ cm^3) przy obrotach nominalnych $n = 1450$



Rys. I-140. Pompa PNS-150A produkcji Fabryki Maszyn Budowlanych BUMAR-HYDROMA, Szczecin; *1* — wałek, *2* — przystawka, *3* — trzpień, *4* — tłoczysko, *5* — tłoczek, *6* — wirnik, *7* — tarcza rozrządcza, *8* — sprężyna centralna, *9* — kadłub, *10* — pokrywa

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

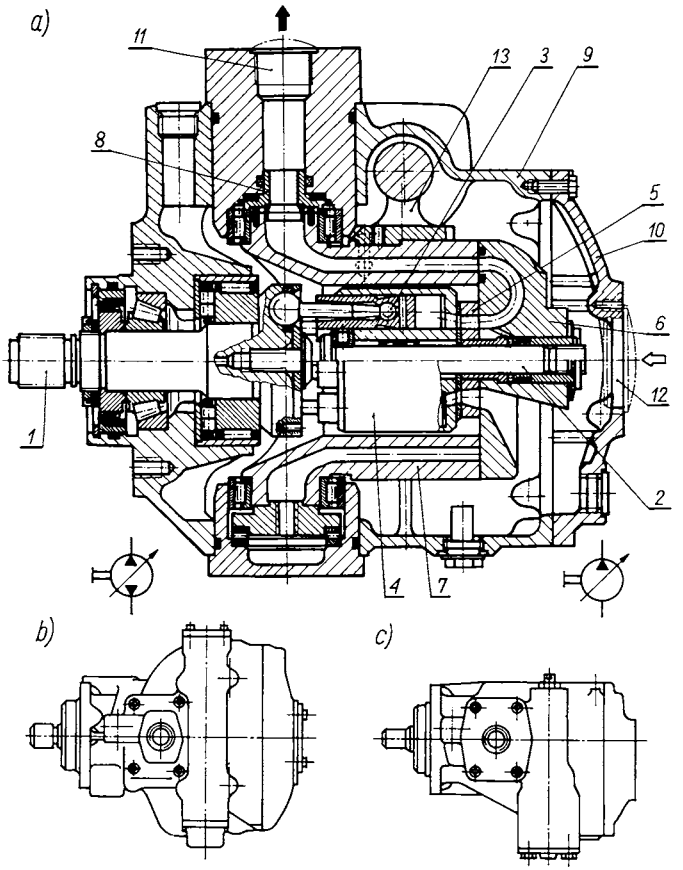


Rys. I-141. Pompa osiowa z wychylnym wirnikiem firmy HYDROMATIK (RFN); a) widok, b) przekrój; *1* — wałek, *2* — przystawka, *3* — trzpień, *4* — tłoczysko, *5* — tłoczek, *6* — wirnik, *7* — tarcza rozrządcza, *8* — sprężyna centralna, *9* — kadłub, *10* — pokrywa, *11* — sworzeń

obr/min. Nominalne ciśnienia robocze wynoszą 16 MPa, a ciśnienia maksymalne 25 MPa. Fabryka buduje także pompy tego typu o zmiennej wydajności, oznaczane jako PNZ.

Pompę o zmiennej wydajności, ale podobnej konstrukcji przedstawiono na rys. I-141. Nastawę wydajności uzyskuje się, zmieniając kąt wychylenia osi wirnika względem osi wałka napędowego w przedziale $\pm 25^{\circ}$ (rys. I-141a). W tym celu kadłub *9* ułożyskowano tocznie w gniazdach łożyskowych, związanych z obudową przystawki napędowej. Konstrukcja ta jest przewidziana do pracy wewnątrz zbiornika olejowego. Dopływ czynnika do komór wyporowych następuje bezpośrednio przez otwór w pokrywie *10* zamykającej kadłub *9*, z którą jest związana tarcza rozrządcza *7*. Nerka tłoczna jest połączona z wylotem tłocznym, znajdującym się w osi wychylania wirnika za pomocą odpowiednio ukształtowanego kanału w wychylnym kadłubie. Zmianę kąta wychylenia osi wirnika względem osi wałka napędowego uzyskuje się za pomocą urządzeń nastawczych różnej konstrukcji lub regulatorów oddziałujących na wirnik za pośrednictwem sworznia *11*, osadzonego w kadłubie. Jeśli pompa jest przewi-

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-142. Pompa osiowa z wychylnym wirnikiem firmy LINDE HYDRAULIK (RFN): a) konstrukcja, b) pompa z wirnikiem wychylnym obustronnie, c) pompa z wirnikiem wychylnym jednostronnie; *1* — wałek, *2* — trzpień, *3* — tłoczysko, *4* — wirnik, *5* — tarcza rozrządcza, *6* — pokrywa, *7* — wychylny kadłub, *8* — złącze obrotowe, *9* — obudowa, *10* — pokrywa, *11* — wylot tłoczny, *12* — otwór ssawny, *13* — czop

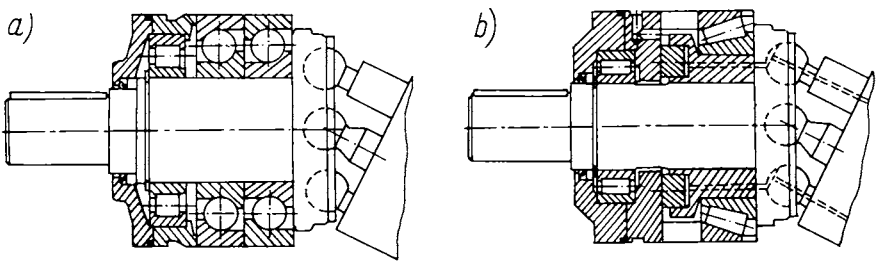
dziana do pracy poza zbiornikiem, to musi otrzymać dodatkowo szczelną obudowę, często z łapami za pomocą których jest mocowana do płyty fundamentowej lub ramy. Zasilanie pompy w takich przypadkach następuje również przez oś po przeciwległej stronie wylotu tłocznego. Według danych wytwórcy pompy te są budowane o wydajnościach właściwych od 11,6 do 915 cm^3 i na ciśnienia nominalne 32 MPa. Wymagana dokładność filtracji wynosi co najmniej $25 \div 40$ μm.

W konstrukcji firmy LINDE-HYDRAULIK (RFN) (rys. I-142) wirnik *4* jest łożyskowany tocznie na trzpieniu *2*, osadzonym sztywno w pokrywie *6* wychylnego kadłuba *7*. Do ustalenia poosiowego wirnika służy z jednej strony tarcza rozrządcza *5*, a z drugiej — łożysko wzdłużne. Do kasacji luzu poosiowego stosuje się nakrętkę zabezpieczoną przed obrotem za pomocą kołka. Powierzchnia czołowa wirnika, współpracująca z tarczą rozrządczą, jest pokryta stopem łożyskowym. Podobnie jak poprzednio w pompach o zmiennym kierunku tłoczenia zarówno ssanie jak i tłoczenie, odbywa się przez oś, wokół której

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

dokonuje się wychylanie wirnika. Układ napędowy nie zawsze wymaga zmiany kierunku tłoczenia. Często wykorzystuje się zmianę pochylenia osi wirnika względem osi wałka tylko jednostronnie, blokując możliwość wychylania w kierunku przeciwnym. Wymiary obudowy 9, a w związku z tym i ciężar pompy, są w tym przypadku niepotrzebnie większe. Z tego też względu firma oferuje wykonania, o stałym kierunku tłoczenia, przeszło 20% mniejsze — zarówno wymiarowo, jak i ciężarowo (rys. I-142c) — w porównaniu z pompą o zmiennym kierunku tłoczenia (rys. I-142b).

Cechą charakterystyczną wielotłoczkowych pomp osiowych jest rozbudowana przystawka łożyskowa wałka napędowego. Łożyska muszą bowiem przenieść siły oddziaływania wszystkich tłoczków obciążonych ciśnieniem tłoczenia. Wałek jest więc obciążony znacznymi siłami promieniowymi i osiowymi. Odbija się to na trwałości pompy, którą — zgodnie z panującymi powszechnie poglądami — wyznacza trwałość łożysk. W celu zwiększenia trwałości tego węzła konstrukcyjnego firma REXROTH-HYDROMATIK (RFN) uzupełnia konwencjonalne łożyskowanie toczne wg rys. I-143a odciążeniem hydrostatycznym wg rys. I-143b. Rozwiązanie to jest zalecane w pompach o stałej i nastawnej wydajności, przeznaczonych do długotrwałej pracy przy maksymalnych obciążeniach 40 MPa. Trwałość pomp przy ciśnieniu 31,5 MPa wynosi 10^4h. Firma oferuje pompy w tym wykonaniu o wydajnościach właściwych $q = 200 \div 1000$ cm^3. Nominalne prędkości obrotowe wałka wynoszą od 1120 obr/min dla pomp mniejszych do 710 obr/min dla pomp większych.

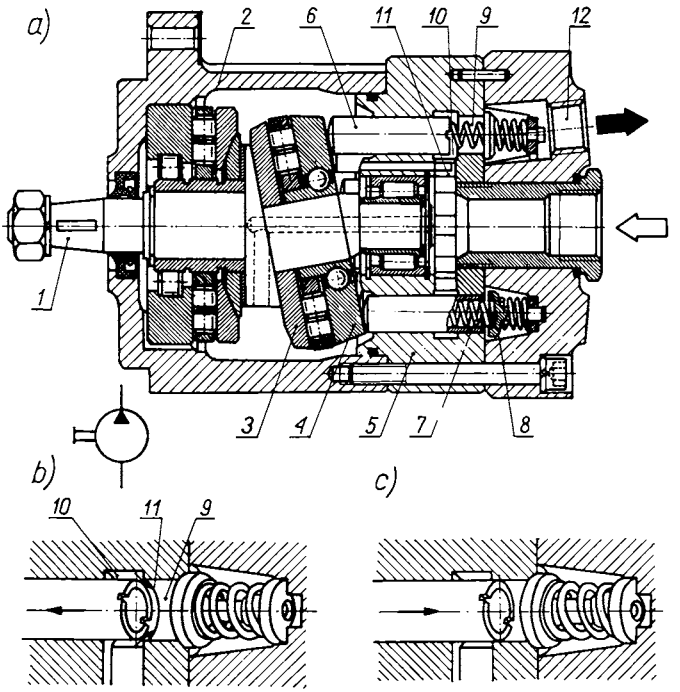


Rys. I-143. Łożyskowanie wałka pompy osiowej typu AZF firmy REXROTH-HYDROMATIK (RFN): a) konwencjonalne, b) z hydrostatycznym odciążeniem

Przykład pompy z wirującą tarczą oporową przedstawiono na rys. I-144. Wałek napędowy *1* jest ułożyskowany w przedniej części kadłuba *2* oraz w bloku cylindrowym *5*. Na wałku znajduje się wirująca tarcza *3* współpracująca z łożyskowaną tocznie tarczą oporową *4*, współpracującą z tłoczkami *6*. Pompa jest produkowana w dwóch wielkościach o wydajnościach właściwych 8 lub 16 cm^3. W pierwszym przypadku liczba tłoczków wynosi 5, w drugim 10. Rozrząd pompy jest nieco odmienny niż w konstrukcjach dotąd opisywanych. Przesterowanie pompy przejmują tłoczki współpracujące z zaworami tłocznymi. Górny tłoczek na rys. I-144a znajduje się w zewnętrznym, a dolny — w wewnętrznym punkcie zwrotnym. Suw tłoczny jest wymuszany tarczą oporową, ssawny natomiast za pomocą sprężyny nawrotu tłoczka 7. Podczas ruchu wysuwowego tłoczka z przestrzeni wyporowej *9* jest odsłonięta krawędź rowka

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

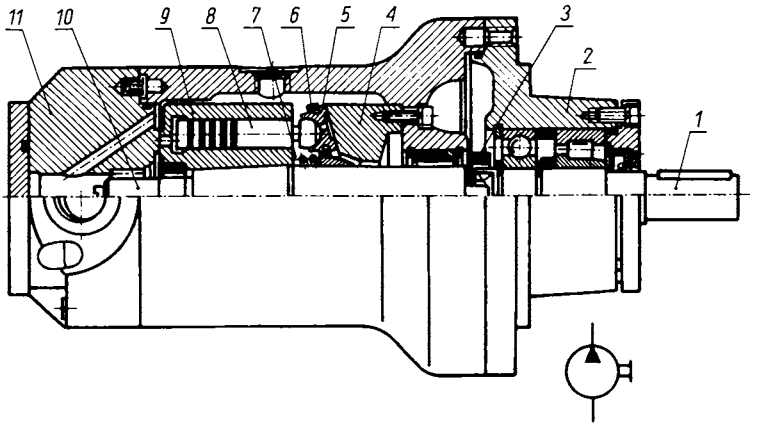
zasilającego *10*, mającego stałe połączenie z kanałem zasilającym *11* i dalej z przewodem ssawnym (rys. I-144b), a więc następuje wypełnienie czynnikiem komory wyporowej. Podczas suwu tłocznego (rys. I-144c) przestrzeń ssawna jest odcięta, ciśnienie w komorze wyporowej wzrasta i powoduje otwarcie zaworu tłocznego *8*, przez który jest wytłaczany czynnik do przewodu tłocznego. Należy zauważyć, że pompa może pracować przy dowolnym kierunku obrotów wałka, a kierunek tłoczenia pozostaje stały. W konstrukcji istnieje możliwość zmiany wydajności za pomocą dławienia na ssaniu, przy niewiele zmniejszających się sprawnościach całkowitych. Pompy tej konstrukcji są najmniej wrażliwe na zanieczyszczenia czynnika roboczego, wymagają dokładności filtracji 60 μm.



Rys. I-144. Pompa osiowa z wirującą tarczą oporową typ HY/KVE firmy BOSCH (RFN): a) konstrukcja, b) tłoczek w fazie ssania, c) tłoczek w fazie tłoczenia; *1* — wałek, *2* — kadłub, *3* — wirująca tarcza, *4* — tarcza oporowa, *5* — blok cylindrowy, *6* — tłoczek, *7* — sprężyna, *8* — zawór tłoczny, *9* — komora wyporowa, *10* — rowek zasilający, *11* — kanał ssawny, *12* — wylot tłoczny

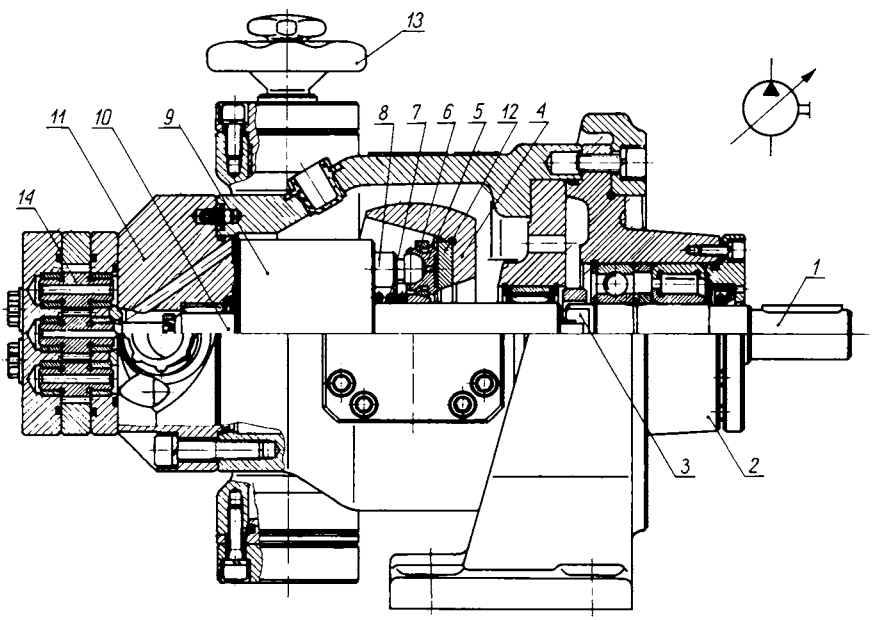
Na rys. I-145 i I-146 przedstawiono konstrukcje krajowe pomp osiowych z wychylną tarczą o stałej (rys. I-145) i o zmiennej wydajności (rys. I-146). Wałek napędowy *1* jest połączony z wałkiem głównym pompy *10* za pomocą sprzęgła odsuwnego *3*. Wirnik *9* współpracuje z płaską tarczą rozrządczą, stanowiącą całość z pokrywą tylną *11*. Tłoczki są podparte na tarczy oporowej za pomocą stopek ślizgowych *5*. Ruch nawrotny tłoczków zapewnia separator *6*, znajdujący się pod naciskiem sprężyny centralnej *7*. Wyloty — ssawny i tłoczny — znajdują się w pokrywie tylnej *11*. Zmianę wydajności w pompie nastawnej, wg rys. I-146, uzyskuje się za pomocą urządzeń nastawczych różnego typu lub regulatorów dobudowanych do kadłuba pompy.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-145. Pompa osiowa o stałej wydajności typu PTO2 produkcji Kombinatu PZL-HYDRAL, Wrocław; *1* — wałek, *2* — przystawka, *3* — sprzęgło odsuwne, *4* — tarcza oporowa, *5* — stopka ślizgowa, *6* — separator, *7* — sprężyna centralna, *8* — tłoczek, *9* — wirnik, *10* — wałek główny, *11* — pokrywa tylna

Na rysunku pokazano urządzenie nastawcze do bezpośredniej nastawy za pomocą kółka ręcznego. Pompa może być wyposażona dodatkowo w pomocniczą pompę zębatą *14* o wydajności ok. 10% wydajności pompy głównej, wykorzystywaną jako pompa uzupełniająca przecieki w układzie lub zasilająca obwody sterujące wówczas, gdy pompa główna jest stosowana jako generator przekładni hydrostatycznej. Pompy mogą być mocowane kołnierzowo (rys. I-145) lub na łapach (rys. I-146). Produkowane są w sześciu wielkościach,

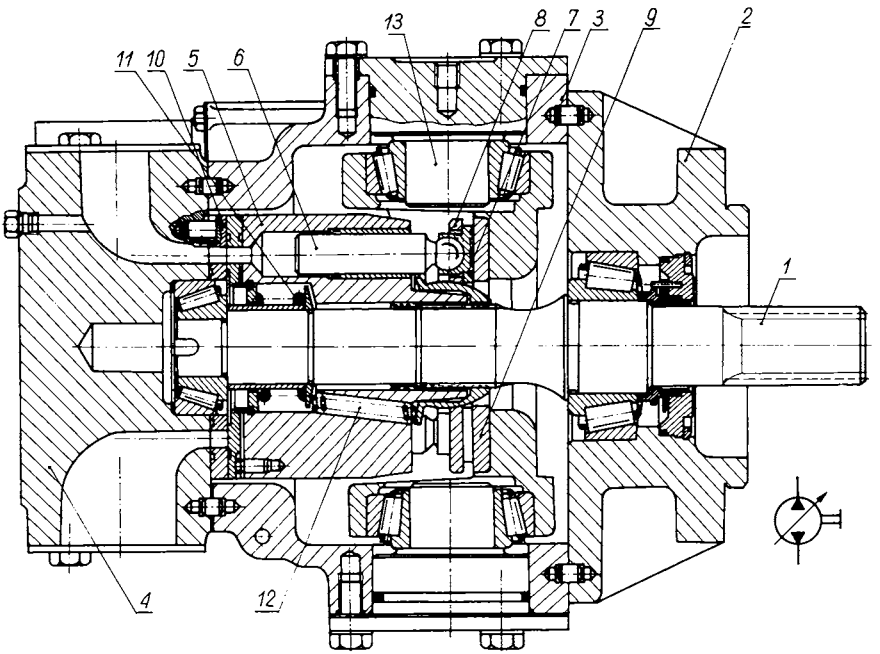


Rys. I-146. Pompa osiowa o nastawnej wydajności typu PTOZ2 produkcji Kombinatu PZL-HYDRAL, Wrocław; *1* — wałek, *2* — przystawka, *3* — sprzęgło odsuwne, *4* — tarcza oporowa, *5* — stopka ślizgowa, *6* — separator, *7* — sprężyna centralna, *8* — tłoczek, *9* — wirnik, *10* — wałek główny, *11* — pokrywa tylna, *12* — płytka ślizgowa, *13* — urządzenie nastawcze, *14* — pompa zębata

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

określonych wydajnością przy nominalnej prędkości obrotowej wałka $n = 1500$ obr/min, od 10 do 100 dm^3/min. Ciśnienie nominalne w pracy ciągłej wynosi 16 MPa, natomiast maksymalne 32 MPa. Wymagana dokładność filtracji wynosi co najmniej 25 μm. Charakterystyki pomp o wydajności 100 dm^3/min przedstawiono na rys. I-31b.

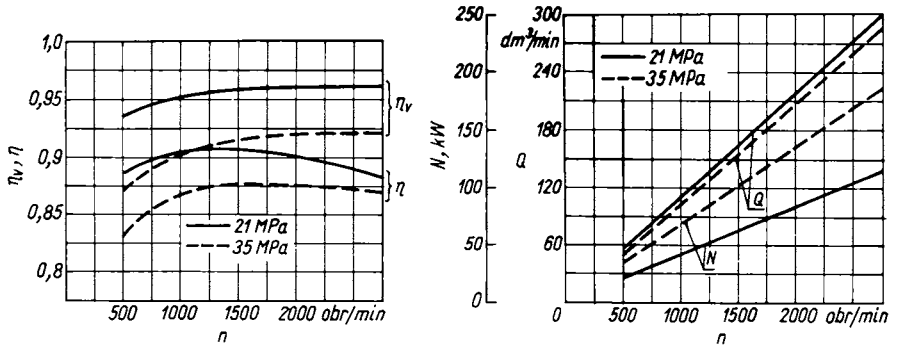
Pompę o nastawnej wydajności, produkowaną w kraju na licencji amerykańskiej, pokazano na rys. I-147. Układ konstrukcyjny tej pompy jest podobny do układu konstrukcji pompy z rys. I-146, z tym że wałek napędowy jest niedzielony, a sprężyna centralna *11* powinna zabezpieczyć wirnik przed odpadaniem od tarczy rozrządczej, natomiast sprężyny *12* mają zapewnić współpracę stopek z wychylną tarczą oporową. Wychylanie tarczy oporowej pod kątem maksymalnym $\gamma_{max} = 18°$ uzyskuje się przez jej obrót względem osi osadzonych w kadłubie czopów *13*.



Rys. I-147. Pompa osiowa o nastawnej wydajności typu PV-24-7027 produkcji ZHS-Łódź, wg licencji firmy SUNDSTRAND (USA); *1* — wałek, *2* — pokrywa przednia, *3* — kadłub, *4* — pokrywa tylna, *5* — wirnik, *6* — tłoczek, *7* — stopka, *8* — separator, *9* — tarcza oporowa, *10* — tarcza rozrządcza, *11* — sprężyna centralna, *12* — sprężyna separatora, *13* — czop

Pompa może być napędzana dowolnego typu silnikiem z prędkościami obrotowymi zależnymi od wydajności właściwej. Większe obroty, do 3500 obr/min, przewiduje się dla pomp serii 21 o wydajności właściwej równej 51,6 cm^3. Dla największych jednostek serii 27, o wydajności właściwej 333,7 cm^3, maksymalne dopuszczalne obroty wynoszą 1900 obr/min. Ciśnienia nominalne pomp wynoszą 21 MPa, ciśnienia maksymalne natomiast 35 MPa. Z przytoczonych danych wynika, że są to jednostki dużych mocy od 100 do 350 kW, nadają się więc do pracy jako generatory w przekładniach hydrostatycznych mechanizmów jazdy samojezdnych maszyn roboczych. Wymagana dokładność filtracji

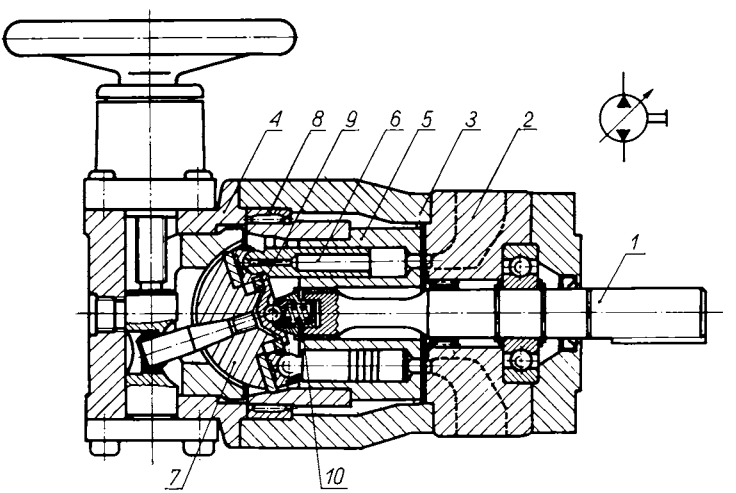
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-148. Charakterystyki pompy przedstawionej na rys. I-147; linie ciągłe odnoszą się do ciśnienia nominalnego 21 MPa, przerywane — do ciśnienia maksymalnego 35 MPa

wynosi 10 μm. Przykładowe charakterystyki dla pompy wielkości 24 są podane na rys. I-148.

Na rys. I-149 przedstawiono konstrukcję typu łożyskowego, w której wirnik jest podparty dodatkowo za pomocą łożyska, jak na rys. I-132. Wałek napędowy *1* jest ułożyskowany jednostronnie w przystawce napędowej *2*, której wewnętrzna powierzchnia czołowa stanowi tarczę rozrządczą. Końcówka wałka *3* jest sprzężona z wirnikiem *5* za pomocą połączenia wielowypustowego. Zakładając, że przewężony wałek się odkształca, to reakcja łożyska *4* jest zdolna skompensować moment pochodzący od obciążeń promieniowych tłoczków i zapobiec ukosowaniu wirnika względem tarczy rozrządczej. Tarcza oporowa stanowi całość z kołyską *4*. Zmiana kąta pochylenia tarczy odbywa się przez obrót kołyski za pomocą mechanizmu śrubowego uruchamianego kółkiem ręcznym lub wymiennie za pomocą innych urządzeń nastawczych lub regulatorów. Firma oferuje pompy tego typu o wydajnościach właściwych od 35,4 do 128 cm^3.



Rys. I-149. Pompa osiowa typu AV o nastawnej wydajności firmy BELLOWS-VALVAIR; *1* — wałek, *2* — przystawka z tarczą rozrządczą, *3* — kadłub, *4* — pokrywa tylna z ręcznym urządzeniem nastawczym, *5* — wirnik, *6* — tłoczek, *7* — kołyska z tarczą oporową, *8* — łożysko, *9* — separator, *10* — sprężyna centralna

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Nominalne ciśnienie pracy ciągłej ustalono na 25 MPa. Wamagana dokładność filtracji oleju wynosi 25 μm.

3.7. Sterowniki pomp nastawnych

Zmianę wydajności pomp — przy stałej prędkości obrotowej wałka — umożliwiają *pompy nastawne*, do których zalicza się *pompy łopatkowe i wielotłoczkowe*. We wzorach (I-211) oraz (I-245) podano definicje parametru nastawy wydajności dla pomp łopatkowych i wielotłoczkowych promieniowych, natomiast we wzorach (I-294) i (I-325) dla pomp osiowych. Wartość parametru ε_g może zmieniać się w obszarze $0 \leqslant \varepsilon_g \leqslant 1$ lub $-1 \leqslant \varepsilon_g \leqslant +1$. W pierwszym przypadku pompa ma stały kierunek tłoczenia, zaś w drugim (przy przejściu przez zero) kierunek tłoczenia ulega zmianie.

Urządzenia sterujące pomp (a także silników — ponieważ pompy te mogą ich rolę spełniać), za pomocą których dokonuje się zmiany parametru ε_g nastawy ich wydajności (lub chłonności — w przypadku silników), można podzielić na: ręczne (mechaniczne), elektromechaniczne (silnikowe), hydrauliczne, elektrohydrauliczne, pneumatyczno-hydrauliczne.

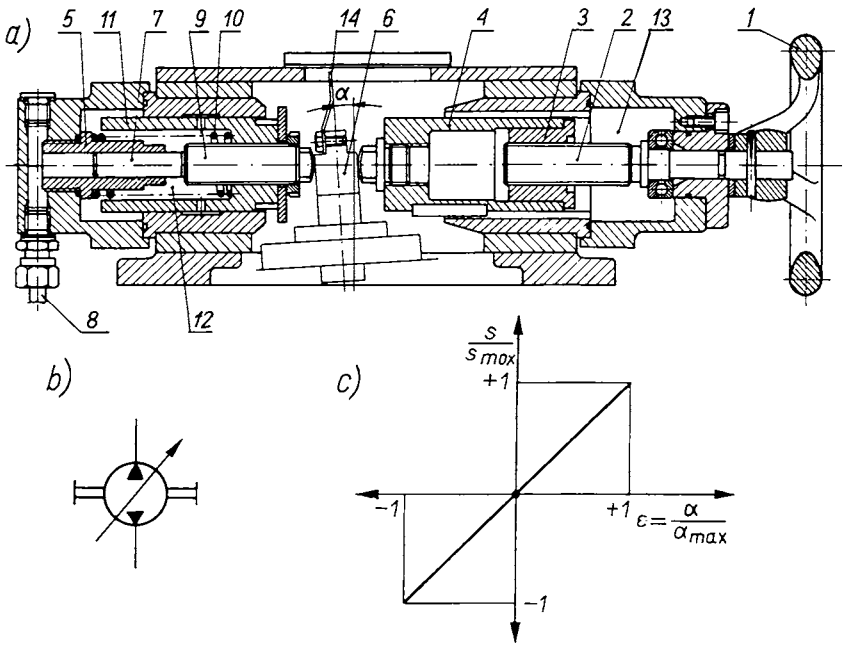
Podział ten nie jest precyzyjny, ponieważ żaden układ sterujący nie może się obyć bez dźwigni, śrub, itp. Uwzględnia on jednak rodzaj energii wykorzystywanej do wykonania pracy związanej ze zmianą parametru jednostek wyporowych (pomp lub silników).

W ramach tego rozdziału omówione zostaną skrótowo jedynie dwa pierwsze typy sterowników. Pozostałe, a także regulatory oferowane przez wytwórców pomp w szerokim asortymencie, mają postać i cechy układów hydraulicznych i dlatego zostaną omówione w t. II.p.6.

Sterowanie ręczne, zwane również *mechanicznym*, znajduje zastosowanie zwykle w pompach o wydajności właściwej nie większej niż 100 cm^3. Stosuje się je oczywiście tylko w tych przypadkach, gdy pompa jest dostępna dla obsługi, a zmian wydajności dokonuje się rzadko. Ponieważ przy sterowaniu ręcznym szybkości zmiany parametru nastawy są niewielkie, więc spotyka się je w układach napędowych maszyn i urządzeń, w których nie ma to istotnego znaczenia, np. w mieszarkach, podnośnikach lub w stacjach zasilających stanowiska badawcze. Stosując sterowanie ręczne należy bezwzględnie przestrzegać zasady, że utrzymanie przez czas dłuższy parametru nastawy wydajności pompy $\varepsilon_g = 0$ jest niedopuszczalne ze względu na możliwość jej zatarcia się.

W układach sterowania ręcznego stosuje się najczęściej mechanizm śrubowy, napędzany kółkiem ręcznym, oddziałujący bezpośrednio na wartość mimośrodu pomp promieniowych (rys. I-114) lub kąt pochylenia tarczy oporowej pomp osiowych (rys. I-146 lub I-149). Na rys. I-150 podano przykładową konstrukcję ręcznego urządzenia sterującego dla pomp wielotłoczkowych promieniowych wg rys. I-111 [29]. Obrót kółka ręcznego *1* wprawia w ruch śrubę *2*, współpracującą z nakrętką *3*. Nakrętka osadzona w prowadzonej osiowo tulei *4* doznaje przemieszczeń wzdłuż osi śruby i oddziałuje bezpośrednio na wychylną obudowę pompy *6* (wg rys. I-111), a przez to również na wartość jej mimośrodu.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



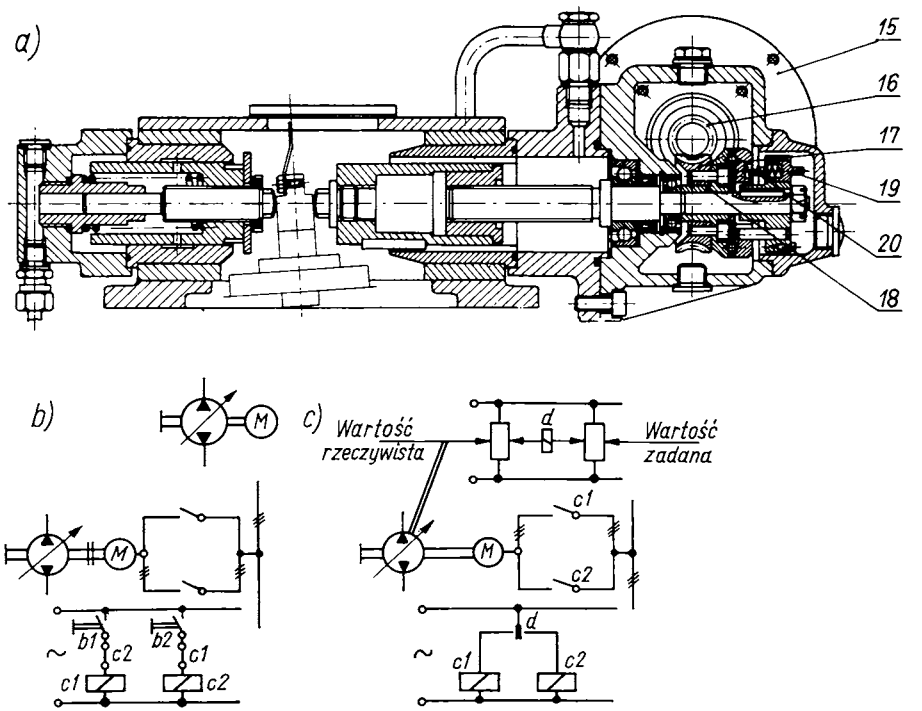
Rys. I-150. Ręczne sterowanie pompy wg rys. I-111: a) konstrukcja, b) symbol graficzny pompy z nastawnikiem ręcznym, c) charakterystyka regulacyjna

W cylindrze *5* znajduje się tłoczek *7*, będący pod działaniem ciśnienia doprowadzanego przewodem *8* ze strony tłocznej pompy. Siła na tłoczku przenosi się przez śrubę *9* na obudowę pompy, eliminując luzy w układzie i zapobiegając w ten sposób drganiom. Jeśli pompa pracuje bez obciążenia, to do usunięcia luzów służy sprężyna *10* oddziałując na tłoczek *11*. Przecieki z komory *12* są odprowadzane nieuwidocznionym na rysunku przewodem do komory *13*, zapewniając smarowanie mechanizmu śrubowego. Przymocowany do obudowy pompy wskaźnik położenia *14* umożliwia zgrubną kontrolę wydajności pompy, proporcjonalnej do kąta wychylenia α.

Elektromechaniczne urządzenia nastawcze nadają się szczególnie do zdalnego sterowania wydajnością generatorów. Pompę przesterowuje w nich silnik elektryczny napędzający mechanizm śrubowy za pomocą odpowiednio dobranej przekładni. Silnik jest sterowany przyciskiem i pracuje tylko wówczas, gdy jest naciśnięty przycisk. Można w ten sposób uzyskać dowolną nastawę wydajności z dość dużą dokładnością, zależną tylko od zręczności obsługi. Przy zaniku prądu silnik jest unieruchomiony. Do szybkiego i pewnego zatrzymania układu służy zwykle samohamowna przekładnia znajdująca się między silnikiem a mechanizmem nastawczym. Podczas sterowania obsługa musi mieć możliwość bezpośredniej obserwacji bieżącej wartości parametru nastawy wydajności, aby było wiadomo kiedy przesterowywanie należy przerwać.

Naciskając przycisk urządzenia nastawczego (rys. I-151) [29] włącza się silnik elektryczny *15*, na wałku którego znajduje się ślimak *16* współpracujący ze ślimacznicą *17*. Ślimacznica, zabezpieczona przed przeciążeniem sprzęgłem ciernym *18*, napędza mechanizm śrubowy o konstrukcji identycznej, jak na rys.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-151. Elektromechaniczne sterowanie wydajnością pompy wg rys. I-111: a) konstrukcja, b) schemat elektryczny układu sterowania przyciskami, c) schemat elektryczny układu z regulatorem

I-150. Sprzęgło przeciążeniowe zabezpiecza układ w skrajnych położeniach. Wartość momentu poślizgowego można dowolnie nastawiać za pomocą śrub regulacyjnych *19*, regulujących nacisk sprężyn *20*. Przekładnia ślimakowa wraz ze sprzęgłem znajduje się w oddzielnej obudowie wypełnionej olejem. Urządzenie jest sterowane wyłącznikiem dwuprzyciskowym, umożliwiającym włączenie silnika w obu kierunkach obrotu, a więc w kierunku zmniejszenia lub zwiększenia wydajności pompy.

Przyciski *b1* i *b2* na schemacie elektrycznym (rys. I-151b) uruchamiają styczniki *c1* i *c2*, włączając bezpośrednio silnik napędowy w dowolnie wybranym kierunku. Ze schematu widać, że silnik jest włączony dopóty, dopóki jest wciśnięty odpowiedni przycisk. Z tego powodu takie sterowanie jest nazywane często *sterowaniem czasowym.*

Do układu sterowania elektromagnetycznego można włączyć regulator po stronie elektrycznej. Uzyskuje się w ten sposób dokładność nastawy ok. $\pm 3\%$. Schemat elektryczny takiego systemu sterowania przedstawiono na rys. I-151c. W układzie sterowania znajduje się mostek zbudowany z dwóch potencjometrów: jednego — wartości zadanej i drugiego — wartości rzeczywistej. Potencjometr wartości rzeczywistej jest uruchamiany przez pompę, a więc powinien być mocowany bezpośrednio na urządzeniu nastawczym. Mostek potencjometryczny jest zasilany prądem stałym. W przekątnej mostka znajduje się czuły przekaźnik *d*. W stanie równowagi mostka przekaźnik znajduje się w położeniu neutralnym, styczniki *c1* i *c2* są rozwarte, a silnik pozostaje nieruchomy. Przy

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

roztrojeniu mostka zadziała przekaźnik w jedną lub w drugą stronę, włączając stycznik *c1* lub *c2* i uruchamiając silnik to w jednym, to w drugim kierunku. Urządzenie jest w ten sposób zestawione, że przy ruchu silnika zmniejsza się różnica wartości zadanej i istniejącej. Po zrównaniu się tych wartości przekaźnik *d* wyłącza stycznik i zatrzymuje silnik. Wskaźnik wartości rzeczywistej wydajności można dość łatwo zamontować w miejscu widocznym dla obsługi. Uzyskuje się w ten sposób dodatkową, bezpośrednią kontrolę optyczną rzeczywistego stanu nastawy wydajności.

Silniki elektryczne mają dość duże momenty bezwładności, a więc po wyłączeniu obracają się nadal przez pewien czas, co zmniejsza dokładność nastawy. Można temu zapobiec, stosując silniki z wbudowanym hamulcem, zamykającym się automatycznie w chwili zaniku prądu w obwodzie zasilania.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Silniki wyporowe

4

4.1. Zasada działania i systematyka

Zadaniem *silnika wyporowego*, nazywanego najczęściej *silnikiem hydraulicznym*, jest zamiana energii ciśnienia, zakumulowanej w doprowadzonym do niego czynniku roboczym, na energię mechaniczną ruchu obrotowego wałka napędzającego narzędzie lub mechanizm. Pod względem funkcjonalnym silnik spełnia w układzie napędowym rolę odwrotną do *pompy*, pracującej jako generator. Teoretycznie zatem każda pompa wyporowa może pracować jako silnik, a więc podana na rys. I-21 systematyka pomp jest ważna także dla silników. Praktycznie jednak, ze względu na różnego rodzaju ograniczenia stosowania, niektóre konstrukcje będą występować rzadziej niż inne. Są również konstrukcje, np. tłoczkowe rzędowe, których — ze względu na duży moment rozruchowy — nie można wykorzystywać do pracy jako silniki.

Podstawowymi parametrami charakteryzującymi silnik są *moment na wałku* oraz *zakres dopuszczalnych* jego *prędkości obrotowych*. Ponieważ obie te wielkości muszą spełnić wymagania napędzanego mechanizmu lub maszyny, a zależą — przy ustalonym natężeniu strumienia zasilającego — od wymiarów silnika, więc jego wielkość można wyrazić za pomocą tzw. *chłonności właściwej, czyli niezbędnej objętości czynnika roboczego w* cm^3, jaką należy doprowadzić do silnika, aby wałek dokonał jednego obrotu.

W układach napędowych maszyn i urządzeń jest ważne najczęściej to, aby na wałku silnika uzyskać duży moment przy małych prędkościach obrotowych. Konstruktor hydrostatycznych układów napędowych ma więc do wyboru albo stosować przekładnię hydrostatyczną z silnikiem szybkoobrotowym i sprzęgać ją

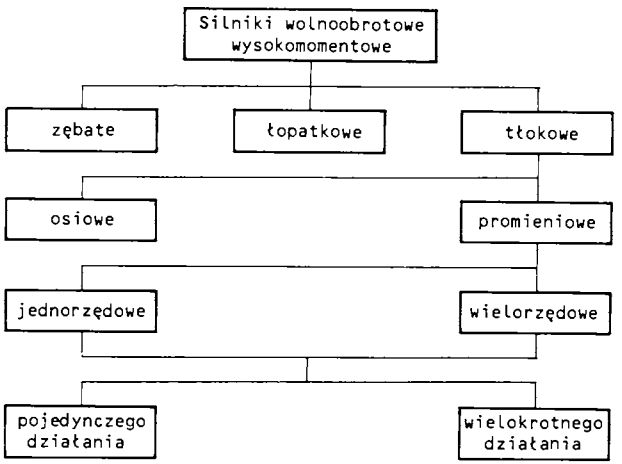
Tablica I-8. Podział silników wyporowych

Silniki	Zakres prędkości obrotowych, obr/min	
	n_{min}	n_{max}
Wolnoobrotowe	1	150 ÷ 200
Średnioobrotowe	10	500 ÷ 750
Szybkoobrotowe	300 ÷ 500	3000

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

z dodatkową przekładnią mechaniczną, albo stosując silnik wolnobieżny o dużej chłonności właściwej q, napędzać mechanizm bezpośrednio przez jego wałek. *Silniki* można zatem podzielić na *szybko-* i *wolnoobrotowe* zwane często *wysokomomentowymi*. W tabl. I-8 podano zakresy prędkości obrotowych dla obu typów silników, zestawione na podstawie poglądów obecnie występujących w literaturze przedmiotu. Wyodrębniono w niej pośrednią grupę *silników średnio-obrotowych* o minimalnych prędkościach obrotowych należących do obszaru działania silników wysokomomentowych, a o maksymalnych prędkościach obrotowych — do obszaru silników szybkoobrotowych.

Stwierdzenie, że teoretycznie każda pompa może pracować jako silnik, może dotyczyć tylko silników szybkoobrotowych. Silniki wolnoobrotowe są z reguły konstrukcjami specjalnymi i nie stosuje się ich jako generatory. Na rys. I-152 podano systematykę silników wolnoobrotowych.



Rys. I-152
Systematyka wolnoobrotowych silników wyporowych

Tablica I-9. Symbole graficzne silników wyporowych wg PN-74/M-01050

Symbol graficzny	Nazwa elementu	
	silnik o stałej chłonności	o stałym kierunku zasilania
		o zmiennym kierunku zasilania
	silnik o zmiennej (nastawnej) chłonności	o stałym kierunku zasilania
		o zmiennym kierunku zasilania
	siłowniki specjalne, zmieniające ruch postępowozwrotny tłoka na ruch obrotowy wałka (silniki wahadłowe)	

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Silniki można także podzielić na *silniki o stałej i nastawnej chłonności.* Zmiana chłonności może być ciągła, od zera do wartości maksymalnej, dopuszczonej dla konstrukcji, stosowana najczęściej w silnikach szybkoobrotowych, lub stopniowa przez odłączanie określonej liczby komór roboczych, stosowane raczej w silnikach wolnobieżnych.

W tabl. I-9 zestawiono symbole graficzne silników wyporowych. Ostatnią pozycją jest symbol dotyczący silników o ograniczonym zakresie kąta obrotu wałka wyjściowego, a więc silników niepełnoobrotowych. Ponieważ silniki te powstały przez uzupełnienie siłowników dodatkowych mechanizmem, więc będą omówione w następnym rozdziale poświęconym siłownikom.

4.2. Charakterystyki idealne

Objętość czynnika przepływającego przez silnik idealny, bez strat objętościowych, w jednostce czasu (podawana najczęściej w dm^3/min) nosi nazwę *chłonności teoretycznej* i wyraża się najogólniej wzorem

$$Q_{st} = \varepsilon q_s n_s \tag{I-378}$$

Współczynnik ε jest *parametrem nastawy silnika* o zmiennej chłonności, definiowanym podobnie jak w przypadku pomp, zależnie od jego konstrukcji. Parametr ten może przyjmować wartości od 0 do 1. W silnikach o stałej chłonności wartość $\varepsilon = 1$, a zależność (I-378) przyjmuje postać

$$Q_{st} = q_s n_s \tag{I-379a}$$

W obu tych zależnościach q_s wyraża *chłonność właściwą*, czyli minimalną objętość czynnika — podawaną zwykle w cm^3 — jaką należy doprowadzić do silnika, aby jego wałek doznał jednego obrotu ($q_s = Q_{st}$ dla $n_g = 1$). Ponieważ wielkość ta charakteryzuje również silniki rzeczywiste, więc odnosi się do stanu, w którym nie występują straty objętościowe. Stan ten można osiągnąć tylko przy zachowaniu równości ciśnień p_3 na wejściu i p_4 na wyjściu z silnika, bliskich ciśnieniu atmosferycznemu, czyli dla $\Delta p_s = p_3 - p_4 = 0$.

Można na tej podstawie podać definicję chłonności właściwej silnika

$$q_s = \lim_{\Delta p_s \to 0}^{\varepsilon = 1} q_r(\Delta p_s)$$

Moment dyspozycyjny na wałku silnika idealnego, przez analogię do pomp wyporowych, można wyznaczyć najogólniej jako

$$M_{st} = \frac{\varepsilon q_s}{2\pi} \Delta p_s \tag{I-379}$$

lub dla silników o stałej chłonności

$$M_{st} = \frac{q_s}{2\pi} \Delta p_s \tag{I-379a}$$

Moc przekazywana przez silnik idealny

$$N_{st} = \varepsilon q_e n_s \Delta p_s \tag{I-380}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

lub w przypadku silnika o stałej chłonności

$$N_{st} = q_s n_s \Delta p_s \tag{I-380a}$$

Ponieważ wszystkie te zależności są identyczne z zależnościami (I-42), (I-43) i (I-44) odnoszącymi się do pomp, więc także przedstawiona na rys. I-22 ich ilustracja graficzna jest ważna również dla silników.

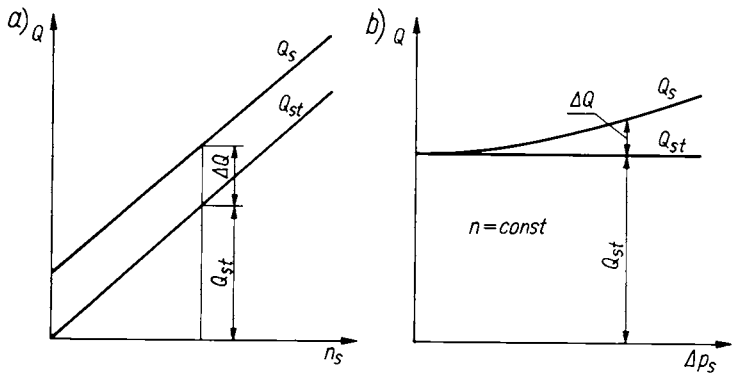
4.3. Straty i sprawności

Silnik rzeczywisty jest obciążony *stratami objętościowymi* oraz *hydrauliczno-mechanicznymi*. Straty objętościowe wpływają na prędkość obrotową silnika, natomiast hydrauliczno-mechaniczne na moment rozwijany przez silnik.

W wyniku strat objętościowych chłonność rzeczywista (natężenie rzeczywiste czynnika doprowadzanego do silnika) Q_s jest większe od chłonności teoretycznej Q_{st} o wartość strat ΔQ, czyli

$$Q_s = Q_{st} + \Delta Q \tag{I-381}$$

Przebieg zmian chłonności rzeczywistej Q_s, na tle chłonności teoretycznej Q_{st}, w zależności od szybkości obrotowej silnika n_s oraz obciążenia Δp_s, przedstawiono na wykresach na rys. I-153.



Rys. I-153. Chłonność rzeczywista silników wyporowych w zależności od: a) prędkości obrotowej, b) obciążenia

Stosunek chłonności teoretycznej do chłonności rzeczywistej określa *sprawność objętościową*, charakteryzującą straty objętościowe silnika

$$\eta_{vs} = \frac{Q_{st}}{Q_s} = \frac{Q_{st}}{Q_{st} + \Delta Q} \tag{I-382}$$

Straty objętościowe silników można analizować identycznie, jak dokonano tego w p. 3.1.3.1 omawiając pompy. Po podstawieniu do zależności (I-382) równania (I-49) oraz po uwzględnieniu zależności (I-48a), (I-48b), oraz wartości x, y z równania (I-52) otrzymuje się wzór na sprawność objętościową

$$\eta_{vs} = \frac{1}{1 + \frac{C_\mu}{x} + \frac{C_\varrho}{y}} \tag{I-383}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

służący do wykonywania analiz poszczególnych konstrukcji silników oraz do porównań różnych ich typów między sobą. Zależności sprawności objętościowej silników od prędkości obrotowej oraz od obciążenia pompy są podobne do tych, jakie przedstawiono na rys. I-26 dla pomp.

Korzystając z definicji sprawności objętościowej można wyznaczyć istotną, z punktu widzenia napędzanego układu, *prędkość obrotową wałka* wg zależności

$$n_s = \frac{Q_{st}}{q_s} = \frac{Q_s}{q_s}\eta_{vs} \tag{I-384}$$

Moment rzeczywisty na wałku silnika M_s, na skutek strat hydrauliczno-mechanicznych wyrażanych stratą momentu ΔM, a analizowanych szczegółowo w p. 3.1.3.2, będzie mniejszy niż *moment teoretyczny* M_{st}, określony zależnościami (I-379) i (I-379a), a więc

$$M_s = M_{st} - \Delta M \tag{I-385}$$

gdzie ΔM — zgodnie z równaniem (I-54) — jest sumą strat zdefiniowanych związkami od (I-55) do (I-58).

Moment rzeczywisty na wałku silnika można zatem warazić jako

$$M_s = \frac{q_s}{2\pi}\Delta p_s - C_{mf}\frac{q_s}{2\pi}\Delta p_s - C_{m\mu} n_s q_s - C_{mh}\frac{\varrho n_s^2}{4\pi}\sqrt[3]{q_s^5} - \Delta M_c \tag{I-386}$$

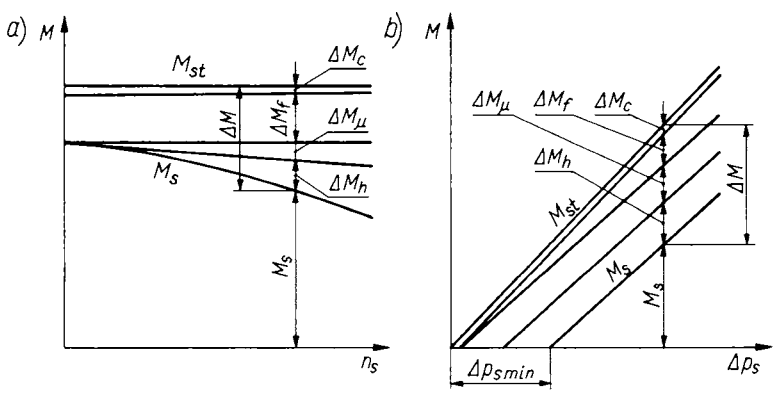
lub prościej, w celu unaocznienia jego zależności od prędkości obrotowej

$$M_s = A - Bn_s - Cn_s^2$$

albo od obciążenia

$$M_s = D\Delta p_s - E$$

Zależności te zilustrowano graficznie na rys. I-154, przyjmując momenty poszczególnych strat wg równań od (I-55) do (I-58). Po porównaniu rys. I-154 i I-27 widać różnicę między modelem silnika i pompy wyporowej. Aby silnik mógł ruszyć, niezbędne jest ciśnienie $\Delta p_{s\,min}$ do pokonania oporów przepływu czynnika w komorach wyporowych i kanałach przepływowych oraz oporów ruchu wszystkich elementów ruchomych silnika.



Rys. I-154. Rzeczywisty moment na wałku silnika w zależności od: a) prędkości obrotowej wałka, b) obciążenia

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Sprawność hydrauliczno-mechaniczną silnika definiuje się następująco

$$\eta_{hms} = \frac{M_s}{M_{st}} = \frac{M_{st} - \Delta M}{M_{st}} = 1 - \frac{\Delta M}{M_{st}} \tag{I-387}$$

Z zależności tej można wyznaczyć wartość momentu na wałku silnika napędzającego maszynę lub jej mechanizm

$$M_s = M_{st}\eta_{hms} = \frac{q_s}{2\pi}\Delta p_s \eta_{hms} \tag{I-387a}$$

Równanie (I-387a) bywa również wykorzystywane do wyznaczania niezbędnego ciśnienia na dopływie do silnika przy znanym momencie obciążenia M_s.

Po podstawieniu do równania (I-387) zależności (I-379a) oraz zależności od (I-55) do (I-57) i przyjęciu $\Delta M_c \approx 0$ otrzymuje się

$$\eta_{hms} = 1 - C_{mf} - xC_{m\mu} - y^2 C_{mh} \tag{I-388}$$

gdzie współczynniki x i y są wyrażone zależnościami (I-10).

Przebieg zmian sprawności η_{hms} w zależności od prędkości obrotowej n_s oraz od obciążenia silnika Δp_s jest analogiczny, jak przebieg zmian sprawności η_{hmg} przedstawionych na rys. I-28 dla pomp wyporowych.

Sprawność całkowitą silnika wyporowego określa się stosunkiem mocy wyjściowej N_e, przekazywanej napędzanemu układowi, do mocy doprowadzanej przez strumień dopływającego czynnika roboczego N_s. Ponieważ moc wyjściowa $N_e = M_s 2\pi n_s$ oraz moc doprowadzana $N_s = Q_s \Delta p_s$, więc sprawność całkowita silnika

$$\eta_s = \frac{N_e}{N_s} = \frac{M_s 2\pi n_s}{Q_s \Delta p_s} = \eta_{vs}\eta_{hms} \tag{I-389}$$

Sprawność całkowita silnika jest, podobnie jak w przypadku pomp wyporowych, iloczynem sprawności objętościowej i hydrauliczno-mechanicznej. Po pomnożeniu równań (I-383) i (I-388) otrzymuje się zależność

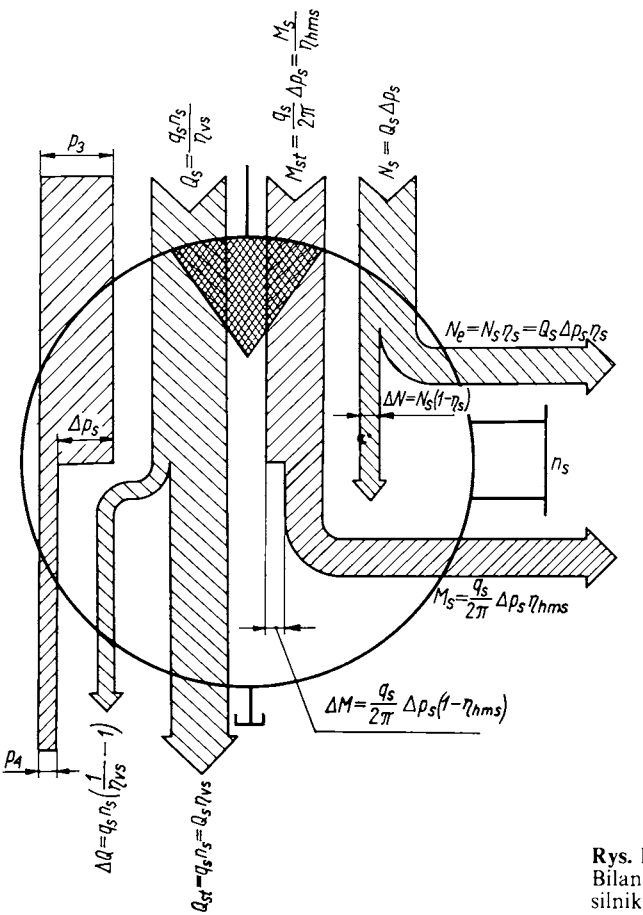
$$\eta_s = \frac{1 - C_{mf} - xC_{m\mu} - y^2 C_{mh}}{1 + \dfrac{C_\mu}{x} + \dfrac{C_\varrho}{y}} \tag{I-390}$$

służącą do analizowania wpływu poszczególnych czynników na sprawność całkowitą silnika oraz porównywania różnych typów silników między sobą.

Z dokonanej analizy wynika, że wszystkie sprawności zależą od obciążenia silnika. Charakter tych zależności jest podobny do tych, jakie podano na rys. I-29 dla pomp wyporowych. W katalogach i materiałach prospektowych dotyczących silników są podawane zwykle tylko sprawności objętościowe i całkowite, a więc te, które można wyznaczyć bezpośrednio na podstawie badań stanowiskowych. *Sprawność hydrauliczno-mechaniczną* można wyznaczyć korzystając z zależności (I-389).

Na rys. I-155 dokonano zestawienia wszystkich wielkości charakterystycznych silnika rzeczywistego. Podobnie jak dla pomp (rys. I-32), tak i tu naniesiono na rysunku wszystkie zależności wiążące wartości wejściowe i wyjściowe poszczególnych wielkości charakterystycznych, a więc ciśnienia i chłonności oraz

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536


p_3
$Q_s = \frac{q_s n_s}{\eta_{vs}}$
$M_{st} = \frac{q_s}{2\pi} \Delta p_s = \frac{M_s}{\eta_{hms}}$
$N_s = q_s \Delta p_s$
$N_e = N_s \eta_s = Q_s \Delta p_s \eta_s$
$\Delta N = N_s(1-\eta_s)$
Δp_s
n_s
$M_s = \frac{q_s}{2\pi} \Delta p_s \eta_{hms}$
$\Delta M = \frac{q_s}{2\pi} \Delta p_s (1-\eta_{hms})$
p_4
$\Delta Q = q_s n_s \left(\frac{1}{\eta_{vs}} - 1\right)$
$Q_{st} = q_s n_s = Q_s \eta_{vs}$

Rys. I-155
Bilans wielkości charakterystycznych silników wyporowych

wielkości pochodnych, tj. momentu i mocy. Na rysunku podano także wzory, wg których można obliczyć straty objętościowe — istotne przy wymiarowaniu przewodów odprowadzających przecieki — korzystając z równania (I-381) i (I-382) oraz uwzględniając równość (I-378a)

$$\Delta Q = Q_s - Q_{st} = q_s n_s \left(\frac{1}{\eta_{vs}} - 1 \right) \tag{I-391}$$

Stratę mocy, której znajomość jest niezbędna do sporządzenia bilansu cieplnego układu napędowego, wyznacza się ze wzoru

$$\Delta N = N_s - N_e = Q_s \Delta p_s (1 - \eta_s) \tag{I-392}$$

W przekładni hydrostatycznej silnik jest zasilany przez pompę. Jeśli założyć, że między pompą a silnikiem nie ma strat, to wartości wyjściowe poszczególnych wielkości pompy będą równe wartościom wejściowym silnika. Założenie takie może mieć sens dla wydajności pompy i chłonności silnika ($Q_g = Q_s$), lecz dla ciśnień jest z pewnością nieprawdziwe. W wyniku strat hydraulicznych w sieci przewodów i armaturze ciśnienie $p_2 > p_3$.

Zagadnienie odwracalności funkcjonalnej jednostek napędowych pomp, pracujących jako silniki lub odwrotnie, można wyjaśnić na podstawie wzorów

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

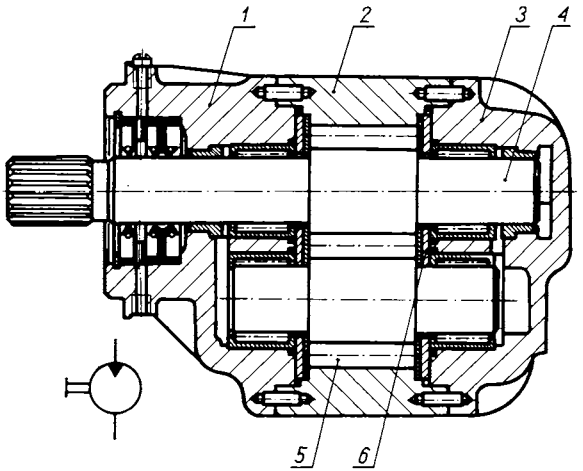
definicyjnych sprawności hydrauliczno-mechanicznej. Po przyjęciu dla pompy $\Delta M = M_{gt}$, otrzymuje się ze wzoru (I-60) $\eta_{hmg} = 0{,}5$. Jeśli przyjąć dla silnika $\Delta M = M_{st}$, to sprawność hydrauliczno-mechaniczna wg wzoru (I-387) będzie równa 0. Gdyby zatem chodziło o tę samą jednostkę, to będzie ona mogła pracować jako pompa; do pracy jako silnik nie może być wykorzystana. *Kryterium odwracalności funkcjonalnej* stanowi zatem warunek $\eta_{hm} > 0{,}5$. Ze względu na to, że moment strat silnika podczas rozruchu jest znacznie wyższy niż w warunkach ruchu ustalonego, odwracalność będzie możliwa przy znacznie wyższej sprawności η_{hm}.

4.4. Silniki szybkoobrotowe

Wszystkie firmy produkujące pompy wyporowe oferują również silniki, aby można było zestawiać kompletne układy napędowe z elementów produkowanych przez jednego wytwórcę. Na ogół są to konstrukcje tego samego typu, czasem tylko nieco zmienione w celu polepszenia własności eksploatacyjnych układów napędowych maszyn i urządzeń.

Typowe *pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym bez kompensacji luzów* mogą być stosowane jako silniki szybkoobrotowe bez ograniczeń. *Pompy z kompensacją luzów* mogą być stosowane tylko dla określonego kierunku obrotów. Jeśli silnik ma być nawrotny, to kompensacja luzów osiowych powinna być rozwiązana w taki sposób, aby uwzględniała zmianę położenia środka ciężkości nacisków pochodzących od rozkładu ciśnień na obwodzie kół (p. 3.2.2.5) przy zmianie kierunku obrotów. W celu uzyskania nawrotności, przy zachowaniu prostoty konstrukcji, przecieki wewnętrzne są najczęściej odprowadzane przez dodatkowy otwór w pokrywie pompy.

Na rys. I-156 przedstawiono *szybkoobrotowy silnik zębaty* produkcji krajowej. Kompensacja luzów osiowych jest uzyskiwana tu za pomocą bimetalicznych płytek dociskanych do powierzchni czołowych kół. Płytki są cienkie i odkształcają się pod działaniem ciśnienia doprowadzanego na zewnętrzne ich

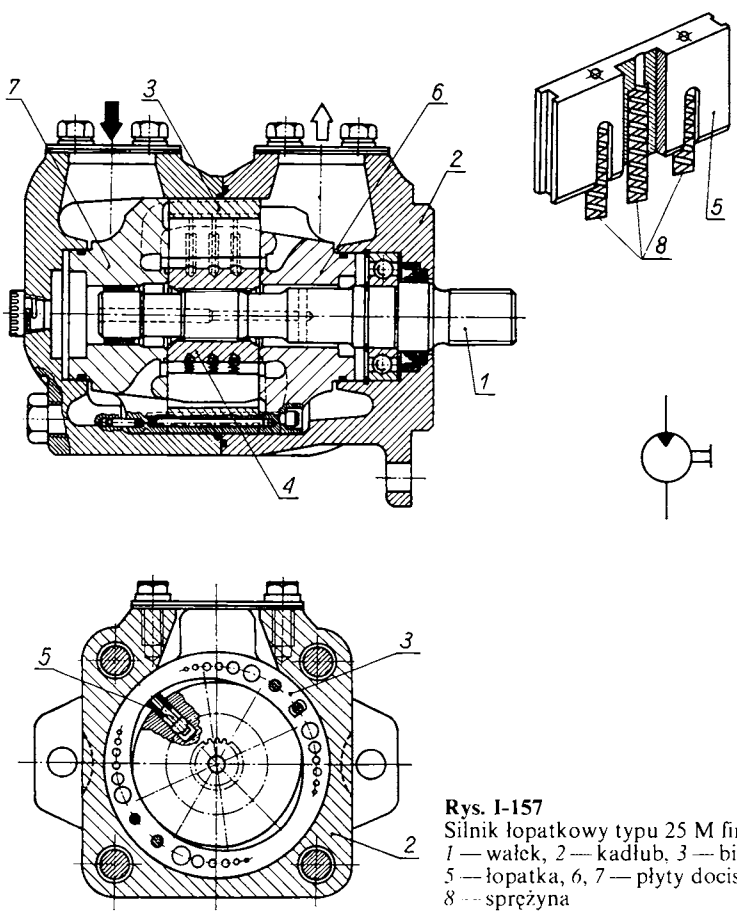


Rys. I-156
Konstrukcja silnika zębatego typu M2-2100 produkcji Zakładów BUMAR WARYŃSKI S.A. wg licencji firmy HAMWORTHY (Wielka Brytania); *1* – pokrywa przednia, *2* — płyta okularowa, *3* – pokrywa tylna, *4* – uzębiony wałek, *5* – koło zębate, *6* – płytka dociskowa

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

powierzchnie, powodując doszczelnianie pompy. Powierzchnie wewnętrzne płytek są pokryte materiałem łożyskowym, co powoduje zmniejszenie tarcia na współpracujących powierzchniach oraz zwiększenie trwałości pompy. Mimo to sprawności całkowite tych silników nie są wysokie, nie przekraczają 0,8. Maksymalne ciśnienie dopuszczalne pracy wynosi 17,5 MPa, a maksymalna dopuszczalna prędkość obrotowa 2500 obr/min. Ze względu na niską cenę oraz małą masę silniki te są często stosowane do napędu mechanizmów pomocniczych maszyn i urządzeń.

Silnik przedstawiony na rys. I-157 jest *silnikiem łopatkowym podwójnego działania*, w którym wirnik jest całkowicie odciążony od sił ciśnienia. Promieniowo wysuwne łopatki w wirniku są również odciążone. Do kompensacji luzów osiowych służą płyty *6* i *7*. Jeśli zasilanie następuje lewym otworem, to znajdująca się pod działaniem ciśnienia płyta *7* kompensuje luzy osiowe — dociskając układ wirnik-bieżnia do płyty przedniej *6*, która oprze się o przednią część kadłuba dzielonego *2*. Przy zmianie kierunku zasilania, a więc i obrotów silnika, do kompensacji luzów służy płyta przednia, dociskająca wirnik do płyty tylnej. Silniki te są produkowane w trzynastu wielkościach o chłonności właściwej od 31,3 do 317 cm^3. Maksymalna prędkość obrotowa osiąga wartość 3600 obr/min,



Rys. I-157
Silnik łopatkowy typu 25 M firmy VICKERS (RFN);
1 — wałek, *2* — kadłub, *3* — bieżnia, *4* — wirnik,
5 — łopatka, *6*, *7* — płyty dociskowe przednia i tylna,
8 — sprężyna

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

a minimalna dopuszczalna — 200 obr/min. Maksymalne ciśnienie dopuszczalne przy tak wysokich prędkościach obrotowych nie może przekroczyć wartości 3,5 MPa. Dla prędkości obrotowej mniejszej niż 2200 obr/min maksymalne ciśnienie dopuszczalne pracy w ruchu ciągłym wynosi 17,5 MPa. Moc przenoszona przez największe silniki osiąga wartość ok. 120 kW. Podobne konstrukcje silników łopatkowych produkuje również firma DENISON.

Podstawową zaletą silników łopatkowych jest stosunkowo mały moment bezwładności, co sprawia, że czasy rozruchu i hamowania są znacznie mniejsze niż dla innych typów. Jednostki łopatkowe stosuje się również do budowy zwartych przekładni hydrostatycznych pracujących jako wariatory.

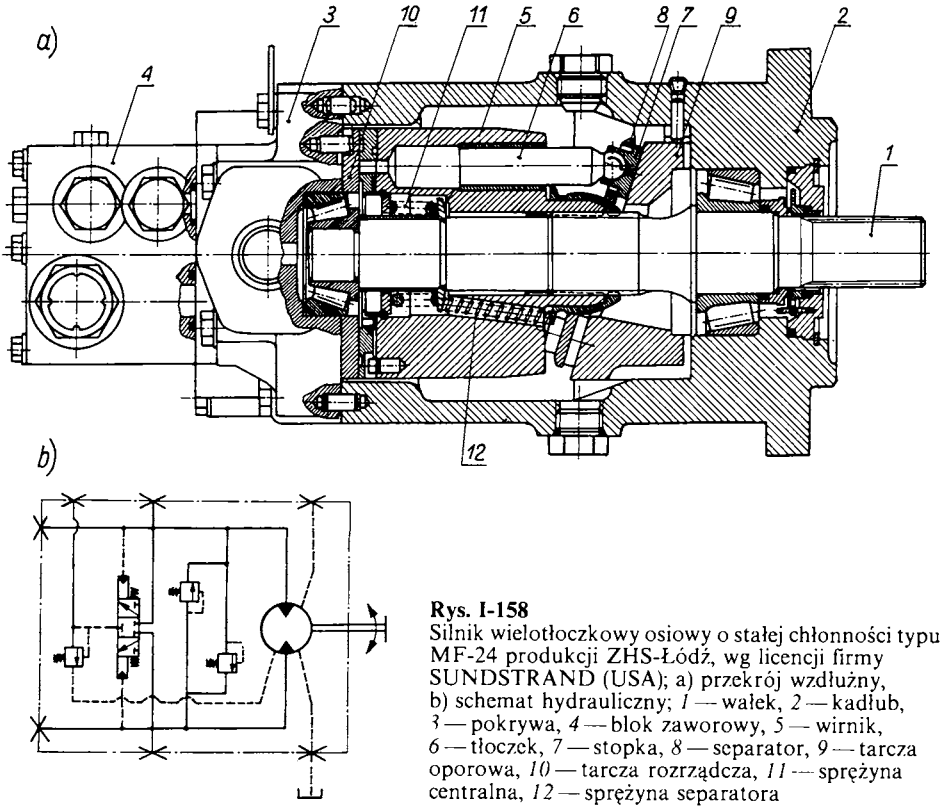
Pompy wielotłoczkowe promieniowe z rozrządem czopowym mogą być bez trudności wykorzystywane jako silniki szybkobieżne. Dotyczy to zarówno pomp o stałej, jak i nastawnej wydajności. Jeśli unieruchomi się obudowę *6* za pomocą śrub nastawczych *13* oraz usunie się uchwyt *16* i zakryje od góry pokrywą kadłub *1*, to pompa przedstawiona na rys. I-111 może być stosowana jako *silnik o stałej chłonności*. Rezygnując z kadłuba *1* i kształtując odpowiednio obudowę, można uzyskać konstrukcję nadającą się do zamocowania kołnierzowego. Zakres dopuszczalnych prędkości obrotowych tego typu silników wynosi $50 \div 1450$ obr/min. Przy mniejszych prędkościach obrotowych — do 700 obr/min — należy w przewodzie spływowym zapewnić nadciśnienie $0{,}3 \div 0{,}5$ MPa. Pompy tej konstrukcji mogą pracować również jak i silniki o nastawnej chłonności. Urządzenia nastawcze i regulatory są takie same jak dla pomp.

Jednostki wielotłoczkowe promieniowe (pompy i silniki) o nastawnej wydajności lub chłonności stosuje wiele firm, np. HANAUER PUMPENFABRIK, (RFN) i CARTER GEARS (W. Brytania), do produkcji wariatorów hydraulicznych.

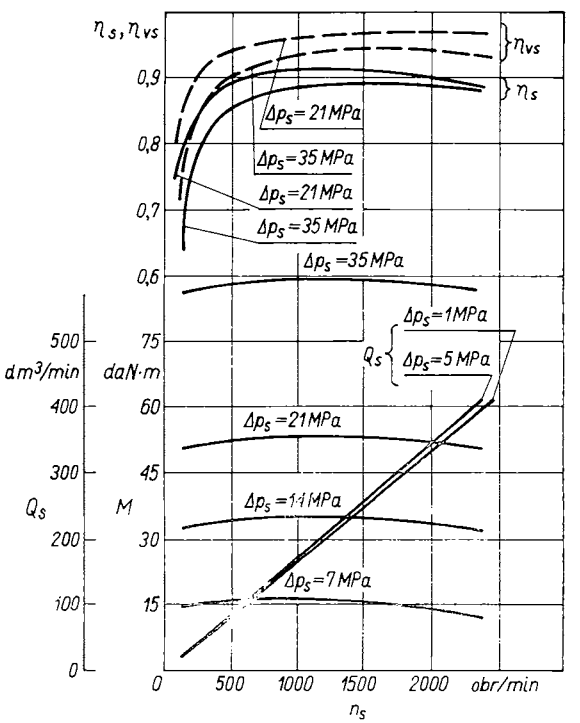
Silniki wielotłoczkowe osiowe mają konstrukcję identyczną lub bardzo zbliżoną do pomp omówionych w p. 3.6. Odnosi się to zarówno do pomp z wychylnym wirnikiem, jak i z wychylną tarczą. Ogólnie można stwierdzić, że odwracalność funkcjonalna pompy jest nieograniczona we wszystkich konstrukcjach z rozrządem tarczowym. Często wytwórcy pomp podają w katalogach swoich wyrobów ograniczenia stosowania, podyktowane najczęściej wymaganiami związanymi z ich trwałością eksploatacyjną. Przy kompletowaniu układów z typowych elementów należy zaleceń tych przestrzegać. Przedstawione na rys. I-140 pompy typu PN oraz na rys. I-145 i I-146 pompy typu PT, mogą być stosowane jako silniki bez żadnych ograniczeń.

Na rys. I-158 jest przedstawiony silnik typu MF-24 o stałej chłonności, produkowany w kraju na licencji firmy SUNDSTRAND. Konstrukcja jest taka sama jak pompy wg rys. I-147. Jest to *silnik osiowy o stałym, nienastawnym kącie pochylenia tarczy oporowej*, przeznaczony do przekładni hydrostatycznych zamkniętych. Z tego względu do pokrywy tylnej jest dobudowany blok zaworowy *4*, w którym znajdują się trzy zawory maksymalne oraz trójdrogowy, trójpołożeniowy rozdzielacz suwakowy, pracujący jako zawór płuczący. Schemat hydrauliczny układu silnika z blokiem zaworowym, narysowany za pomocą znormalizowanych symboli graficznych, przedstawiono na rys. I-158b. Dwa identyczne zawory maksymalne zmontowane przeciwbieżnie zabezpieczają

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-158
Silnik wielotłoczkowy osiowy o stałej chłonności typu MF-24 produkcji ZHS-Łódź, wg licencji firmy SUNDSTRAND (USA); a) przekrój wzdłużny, b) schemat hydrauliczny; *1* — wałek, *2* — kadłub, *3* — pokrywa, *4* — blok zaworowy, *5* — wirnik, *6* — tłoczek, *7* — stopka, *8* — separator, *9* — tarcza oporowa, *10* — tarcza rozrządcza, *11* — sprężyna centralna, *12* — sprężyna separatora



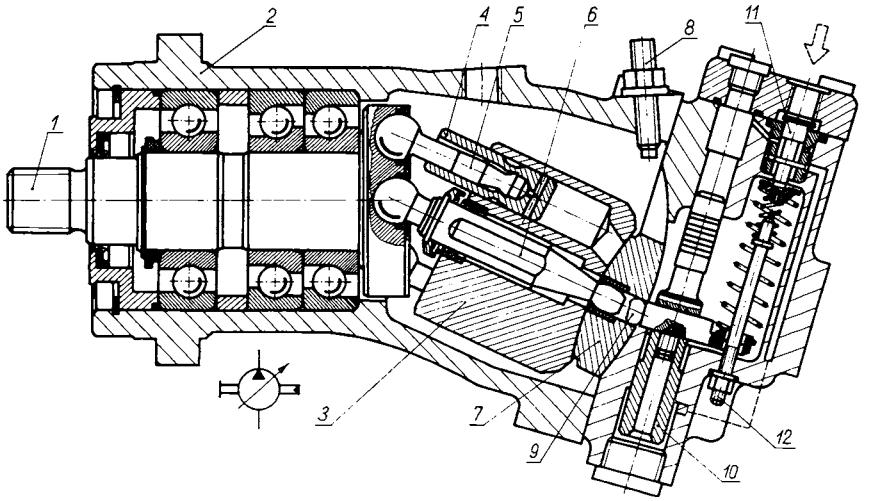
Rys. I-159
Charakterystyki silnika wg rys. I-158, M — moment obrotowy, n_s — prędkość obrotowa, Q_s — chłonność, η_s — sprawność całkowita, η_{vs} — sprawność objętościowa

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

silnik przed wzrostem ciśnienia ponad dopuszczalną wartość podczas rozruchu i hamowania przekładni przy obu kierunkach obrotu wałka. Maksymalne ciśnienie otwarcia zaworów wynosi 35 MPa. Trzeci zawór maksymalny, nastawiony na ciśnienie 0,9÷1,2 MPa, spełnia rolę zaworu podporowego, utrzymującego w przewodzie spływowym niskociśnieniowym przekładni nadciśnienie nie mniejsze niż 0,9 MPa. Na rys. I-159 podano charakterystyki tego silnika. Wykonywane silniki mają te same wielkości co pompy przedstawione na rys. I-147 i omówione w p. 3.6.5.

Przy omawianiu pomp osiowych zwracano uwagę na zalety pomp z wychylnym wirnikiem. Tłoczki tych pomp są obciążone tylko siłą odśrodkową, a więc występują zmniejszone siły tarcia tłoczków w otworze. Zakres zmienności kąta pochylenia wirnika może być większy niż zakres zmian kąta pochylenia tarczy oporowej. Tarcza rozrządcza, w przeciwieństwie do pomp z wychylną tarczą oporową, jest usytuowana niesymetrycznie względem osi wałka i dzięki temu może być rozwiązana korzystniej ze względu na straty objętościowe i hydrauliczno-mechaniczne. Wszystko to sprawia, że pompy z wychylnym wirnikiem mogą pracować jako silniki lepiej niż pompy z wychylną tarczą. Stąd też w przekładniach hydraulicznych z obu nastawnymi jednostkami dobrze sprawdzają się pompy z wychylną tarczą i silniki z wychylnym blokiem cylindrowym.

Silniki z wychylnym wirnikiem oferuje wiele firm światowych, np. REXROTH, BRÜNINGHAUS, LINDE i DOWITY. Na rys. I-160 pokazano konstrukcję silnika firmy REXROTH opracowaną specjalnie do przekładni hydrostatycznych z nastawą obu jednostek, tj. pompy i silnika. Urządzenie nastawcze lub regulator, o dowolnej charakterystyce, jest dobudowywany bezpośrednio do kadłuba silnika. Tarcza rozrządcza 7 o kształcie soczewki, ślizgając się po sferycznej powierzchni dobudowanego urządzenia nastawczego, umożliwia jednostronną zmianę kąta pochylenia wirnika w przedziale 7÷25°.



Rys. I-160. Silnik osiowy o zmiennej chłonności typu A6V firmy REXROTH (RFN); *1* — wałek, *2* — kadłub, *3* — wirnik, *4* — tłoczek, *5* — tłoczysko, *6* — trzpień centralny, *7* — tarcza rozrządcza, *8* — śruba, *9* — czop, *10* — tłoczek, *11* — suwak sterujący, *12* — śruba

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Do zmiany kąta służy tłoczek *10*, oddziałując na tarczę rozdzielczą za pośrednictwem czopa *9*. Ruchem tłoczka *10* steruje rozdzielacz suwakowy *11* uruchamiany, zależnie od rodzaju sterowania, albo hydraulicznie — jak na rysunku, albo bezpośrednio elektromagnesem. Obwód sterowania hydraulicznego może być zasilany z przewodu tłocznego przekładni. W takim przypadku panujące w nim ciśnienie nie może być mniejsze niż 1,5 MPa, a więc wartości niezbędnej do uruchomienia suwaka.

4.5. Silniki wolnoobrotowe

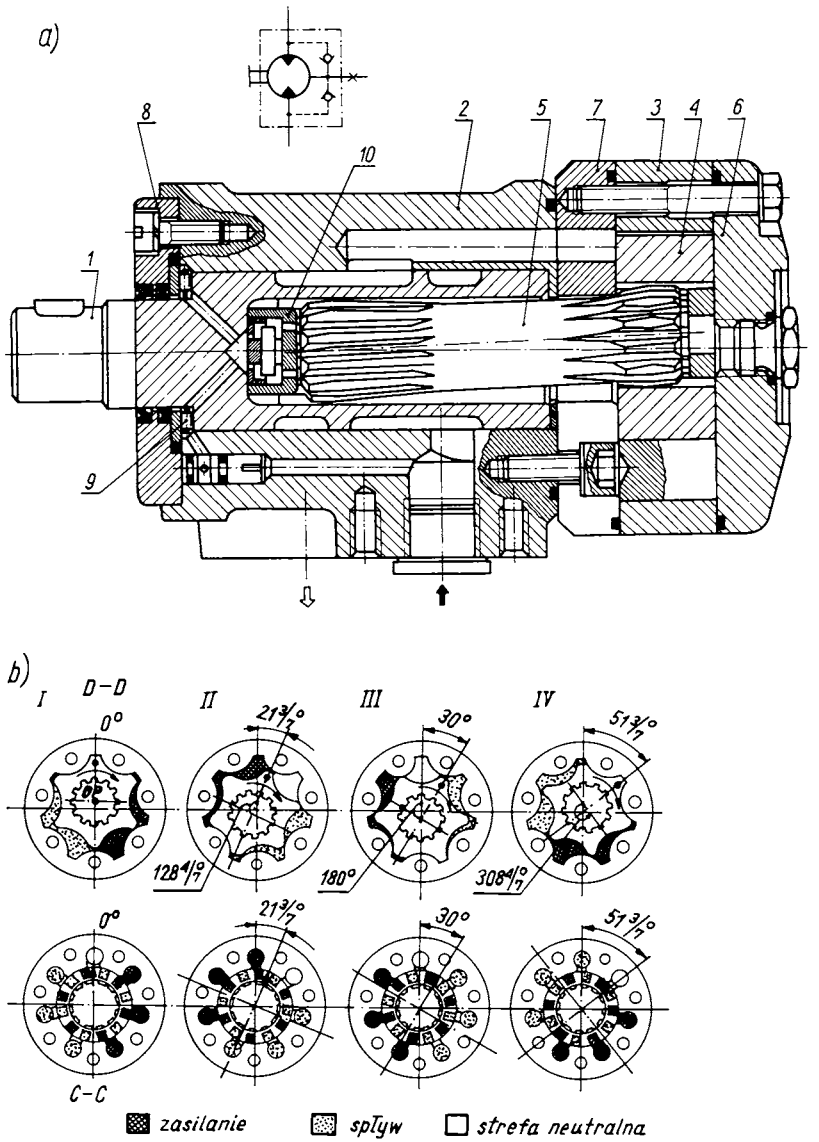
4.5.1. Silniki zębate

Wolnoobrotowe silniki zębate różnią się pod względem konstrukcji, a często i zasady działania od typowych pomp wyporowych i szybkoobrotowych silników zębatych. Podstawowymi elementami pozostają w nich jednak koła zębate. Odmienność konstrukcyjna silników wolnobieżnych wynika z konieczności zapewnienia ich dużych chłonności właściwych. Starsze, dziś już niestosowane, silniki miały większą liczbę kół czynnych — o mniejszej średnicy — współpracujących z jednym centralnym kołem biernym — o większej średnicy — przekazującym moment obrotowy bezpośrednio na wałek silnika. Równoległe zasilanie wielu komór roboczych, utworzonych w obudowie przez każde z małych kół i współpracujące z nim koło centralne, umożliwia uzyskanie dużych chłonności właściwych, a tym samym i dużych wartości momentów na wałku zdawczym pompy. Duże chłonności właściwe można uzyskać, wprowadzając do konstrukcji elementy właściwe przekładniom obiegowym. Niżej będą omówione dwa przykłady takich konstrukcji.

Na rys. I-161a przedstawiono konstrukcję, a na rys. I-161b zasadę działania tzw. *silnika orbitalnego*. Elementami wyporowymi silnika są, podobnie jak w pompie zębatej przedstawionej na rys. I-69, dwa koła zębate o zazębieniu wewnętrznym i o zarysie epicykloidalnym [30]. W odróżnieniu od pompy uzębionej wewnętrznie wieniec został unieruchomiony. Koło wewnętrzne *4* pod naporem doprowadzonego czynnika obraca się wokół osi własnej oraz odtacza wokół osi uzębionego wieńca po orbicie kołowej o promieniu równym odległości osi kół, lecz w kierunku przeciwnym do kierunku obrotów koła. Na rys. I-161bI ÷ bIV przedstawiono przebieg jednego taktu odpowiadającego obrotowi orbitującego koła, a więc i wałka o kąt $360°/z_2$ (z_2 — liczba zębów wieńca uzębionego) [31].

W wyniku zmiany położenia koła *4* względem nieruchomego wieńca *3* oraz względem, stanowiącej całość z wałkiem *1*, tulei rozrządczej zachodzi łączenie poszczególnych przestrzeni międzyzębnych z otworami zasilającymi lub spływowymi na tarczy rozrządczej *7*. Koło orbitujące *4* oraz tuleja rozrządcza są połączone obustronnie uzębionym wałkiem *5*. Flanki zębów są powierzchniami sferycznymi tak, że wałek może spełniać rolę podwójnego przegubu Cardana. Prędkość kątowa wałka *1* jest określona ruchem obrotowym koła orbitującego. Na rys. I-161bI ząb oznaczony kropką zamyka lukę międzyzębną *1* wieńca o

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-161. Silnik wolnoobrotowy typu SP Orbit, produkcji firmy DANFOSS Sp. z o.o., Wrocław: a) konstrukcja, b) zasada działania; *1* — wałek z tuleją rozrządczą, *2* — kadłub, *3* — uzębiony wewnętrznie pierścień, *4* — koło orbitalne, *5* — wałek uzębiony, *6* — pokrywa tylna, *7* — tarcza rozrządcza, *8* — pokrywa przednia, *9* — igiełkowe łożysko wzdłużne, *10* — wkładka dystansowa

najmniejszej chwilowej objętości. Oznaczona również na schemacie komutacyjnym strzałką przesłona tulei zamyka otwór *1*, odcinając lukę międzyzębną zarówno od zasilania, jak i spływu. Komory od *2* do *4* są zasilane czynnikiem, natomiast komory od *5* do *7* są połączone ze spływem. W miarę obrotu wirnika, jako następna znajdzie się w położeniu neutralnym komora *4* z tym, że jej objętość będzie maksymalna. Kolejność komór znajdujących się w położeniu neutralnym na zmianę z minimalną i maksymalną objętością będzie następująca: *1-4-7-3-6-2-5-1*. Wynika stąd, że komory czynne i spływowe zmieniają swoje

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

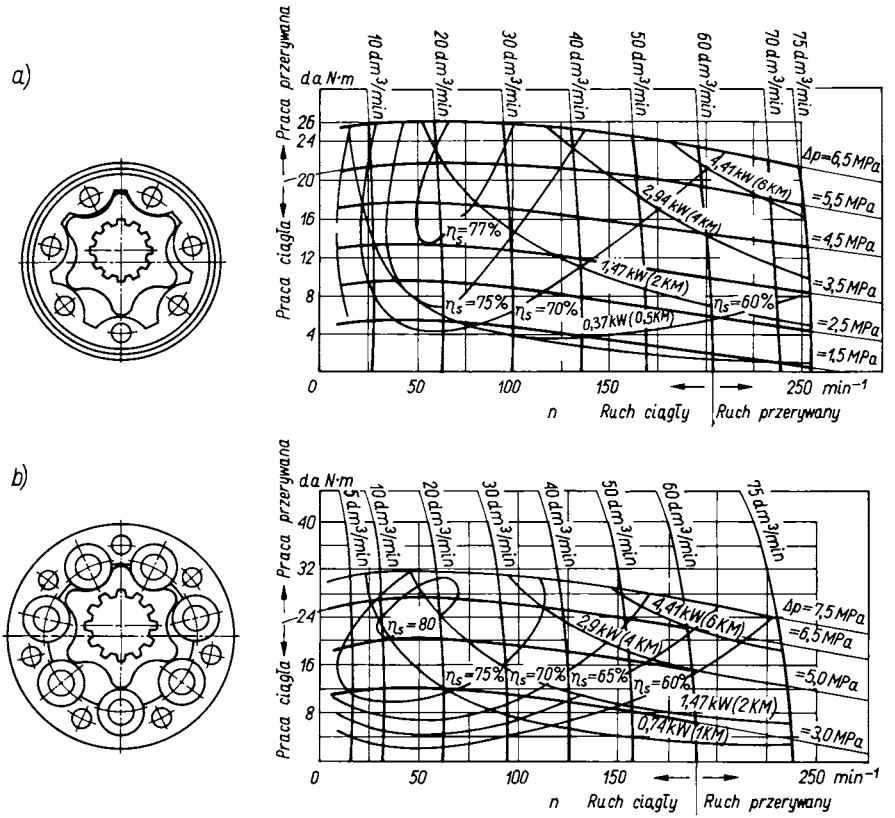
położenie w kolejności, której kierunek jest odwrotny do kierunku obrotów koła. Jeśli wieniec ma $z_2 = 7$ zębów a koło orbitujące $z = 6$ zębów, to w czasie jednego obrotu wałka uzyska się po 42 położenia neutralne o minimalnej i maksymalnej objętości, a więc łącznie 84 tego typu fazy. Kąt obrotu między jednym a drugim położeniem neutralnym wynosi zatem $360°/84 = 4\frac{2°}{7}$. Aby przejść z fazy bI do bII i osiągnąć maksymalną objętość w komorze *2*, trzeba przejść przez pięć położeń neutralnych; odpowiada to obrotowi wałka o kąt $21\frac{3°}{7}$.

Dla pompy przedstawionej na rys. I-69 przy przejściu z położenia aI do położenia aII, przy którym wrąb międzyzębny *2* wieńca doznał obrotu o kąt $180—360/7 = 128\frac{4°}{7}$, koło obróci się o kąt $128\frac{4}{7} \cdot \frac{7}{6} = 150°$. W silniku orbitalnym, w którym wieniec został unieruchomiony, przejście z fazy bI do fazy bII jest związane z obrotem koła orbitującego względem swojej osi o kąt $21\frac{3°}{7}$. Ponieważ obrót względny kół musi być taki sam (fazy aII na rys. I-69 i bII na rys. I-161 są identyczne), to koło musi doznać dodatkowo przemieszczenia po orbicie w kierunku przeciwnym do kierunku jego obrotów o kąt $128\frac{4°}{7}$, aby wypadkowy ruch koła wynosił również 150°.

Takich samych porównań można dokonywać również dla pozostałych położeń, tj. aIII z bIII itd. W położeniu przedstawionym na rys. I-161 bIV oznaczony kropką ząb tworzy z wrębem *2* komorę o minimalnej objętości. Wykonany był jeden takt odpowiadający obrotowi koła wokół własnej osi o kąt $51\frac{3°}{7}$. Oś koła zakreśla w tym czasie łuk o kącie $308\frac{4°}{7}$. Aby oznaczony ząb mógł zająć położenie wyjściowe, musi wykonać siedem taktów. Ponieważ każdy takt odpowiada jednemu cyklowi napełniania i opróżniania wszystkich sześciu komór roboczych, to w czasie jednego obrotu wałka należy napełnić i opróżnić $7 \cdot 6 = 42$ komór międzyzębnych. Gdyby pompę z rys. I-69 stosować jako silnik, to w ciągu jednego obrotu wałka napełnienia wymagałoby tylko sześć komór. Wynika stąd, że przy tych samych wymiarach kół silnik orbitalny będzie miał siedem razy większą chłonność niż silnik gerotorowy. Moment zdawczy na wałku orbitalnym będzie też siedem razy większy.

Współpraca kół w silniku orbitalnym, podobnie jak w pompie z rys. I-69, polega na tym, że wszystkie zęby obu kół pozostają we wzajemnym kontakcie wzdłuż linii zęba. Charakter tej współpracy sprawia, że smarowanie powierzchni pozostających w styczności zębów nie jest wystarczające, a więc występują znaczne opory tarcia i związane z tym przyspieszone zużycie zębów. Zęby wieńca uzębionego można zastąpić rolkami, jak widać to na rys. I-162b. Uzyskuje się wówczas zamianę tarcia ślizgowego na tarcie potoczyste, a więc rozwiązanie obciążone znacznie mniejszymi oporami ruchu. Poprawiają się także warunki smarowania współpracujących powierzchni. Podane na rys. I-162 charakterystyki uniwersalne dla obu rozwiązań dowodzą korzyści zastosowania rolek.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

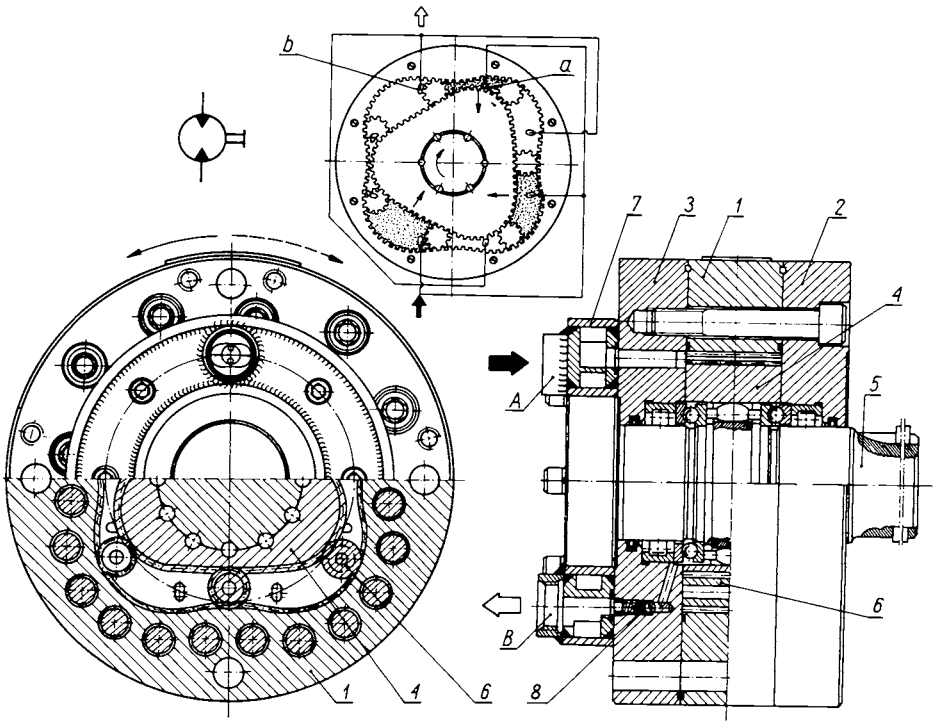


Rys. I-162. Charakterystyki uniwersalne pomp wg rys. I-161 o chłonności właściwej $q = 315$ cm^3: a) dla silnika typu SP, b) dla silnika typu SR; ważne dla cieczy o lepkości $\nu = 37$ cSt

Duża liczba napełnianych i opróżnianych równocześnie międzyzębnych komór wyporowych podczas jednego obrotu wałka sprawia, że silnik nie może pracować przy wyższych obrotach. Opory przepływu w kanałach tulei rozrządczej i w otworach tarczy komutacyjnej są zbyt duże i mogą nie gwarantować właściwego napełniania komór wyporowych. Jest to przyczyną tego, że silniki te nie mogą pracować jako pompy wyporowe z wyjątkiem pomp z napędem ręcznym lub pomp dozujących.

Na rys. I-163 przedstawiono zasadę działania i konstrukcję silnika pomysłu B. Sieniawskiego [32], [33]. Komory robocze silnika tworzą: uzębiona powierzchnia wewnętrzna kadłuba *1*, zewnętrznie uzębiony wirnik *4* oraz współpracujące z nim satelity *6*. Wirnik jest połączony sztywno za pomocą kołków z wałkiem *5*. Ciśnienie czynnika roboczego, doprowadzanego otworem wlotowym poprzez kolektor *7*, działa na wirnik, dając wypadkową siłę F, normalną do zarysu wirnika, a więc i moment względem osi wałka. Obrót wirnika wymusza ruch postępowy satelitów wzdłuż zarysu wnętrza obudowy. Zadaniem satelitów jest szczelne zamknięcie komór oraz sterowanie dopływem i odpływem czynnika przez otwieranie lub przysłanianie kanałów dopływowych *a* lub odpływowych *b* (schemat działania), połączonych z kanałami obwodowymi A i B kolektora *7*. Odpowiednie ukształtowanie powierzchni wewnętrznej obudowy i zewnętrznej

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



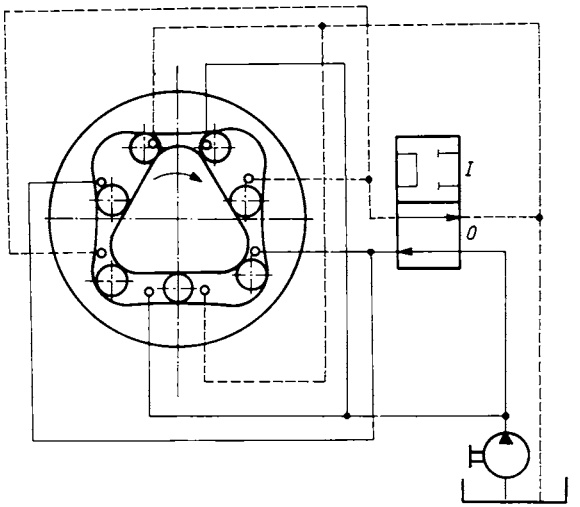
Rys. I-163. Silnik wolnoobrotowy SOK, produkcji Zakładów Urządzeń Okrętowych HYDROSTER, Gdańsk; *1* — kadłub, *2* — pokrywa tylna, *3* — pokrywa tylna, *4* — wirnik, *5* — wałek, *6* — satelita, *7* — kolektor, *8* — zawór zwrotny

wirnika sprawia, iż komory zasilane zwiększają swoją objętość, natomiast komory połączone z otworem spływowym zmniejszają się, wymuszając wypływ czynnika. Łatwo zauważyć, że jeśli dwa sąsiednie satelity zajmują położenie symetryczne względem osi garbów obu uzębionych profili, to przestrzeń między nimi jest najmniejsza. Największą objętość będzie mieć komora wówczas, gdy satelity będą usytuowane symetrycznie względem osi węzłów. Silnik ma tyle komór roboczych, ile jest satelitów, natomiast ich liczba powinna być równa sumie garbów wirnika i obudowy. Liczba cykli roboczych na jeden obrót wirnika jest iloczynem liczby garbów obu elementów ($3 \cdot 4 = 12$); pozwala to uzyskiwać duże chłonności właściwe silnika.

Silniki tej konstrukcji są budowane o chłonnościach właściwych $0{,}25 \div 16\ \mathrm{dm}^3$, co odpowiada momentom nominalnym $63 \div 4000$ daNm. Dopuszczalny zakres prędkości obrotowych wałka wynosi $0 \div 250$ obr/min. Optymalny zakres prędkości obrotowych, ze względu na sprawność całkowitą silnika, wynosi $25 \div 160$ obr/min. Przy mniejszych prędkościach zbyt duże są straty objętościowe, przy większych — rosną straty hydrauliczno-mechaniczne. Nominalne ciśnienie robocze wynosi 16 MPa, natomiast maksymalne 25 MPa.

Praca silnika jako pompy samozasysającej jest możliwa tylko dla małych prędkości obrotowych, nie przekraczających 100 obr/min dla silnika najmniejszego i 10 obr/min dla silnika największego. Ograniczenia te wynikają z dużych oporów hydraulicznych po stronie ssawnej, utrudniających napełnianie komór.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

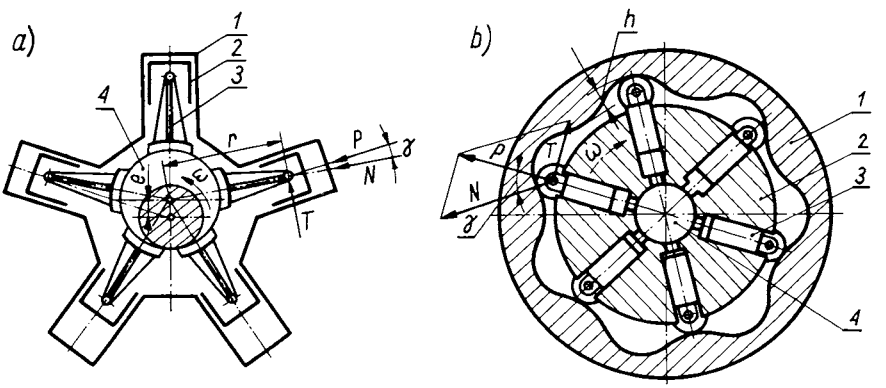


Rys. I-164
Dwubiegowy silnik o konstrukcji wg rys. I-163

Na rys. I-164 przedstawiono zasadę działania silnika dwubiegowego. W położeniu 0 rozdzielacza wszystkie komory robocze silnika są zasilane, a więc silnik wykorzystuje pełną chłonność, jego obroty są niskie a moment duży. Jeśli przesteruje się rozdzielacz w położenie *I*, to silnik pracuje efektywnie tylko połową chłonności. Przy założeniu stałej wydajności pompy uzyskuje się dwa razy większą prędkość obrotową dla dwukrotnie mniejszego momentu na wałku.

4.5.2. Silniki tłokowe

Z systematyki silników wolnoobrotowych, podanej na rys. I-152, wynika, że silniki promieniowe dzielą się na *silniki pojedynczego* i *wielokrotnego działania.* Silniki pojedynczego działania odznaczają się tym, że każda komora wyporowa, utworzona przez układ cylinder-tłok, w czasie jednego obrotu wałka wykonuje jeden tylko cykl roboczy, składający się z fazy napełniania czynnikiem oraz jego wypierania do przewodu spływowego. Silniki wielokrotnego działania wykonują takich cykli więcej.



Rys. I-165. Zasada działania wolnoobrotowych silników promieniowych: a) silnik pojedynczego działania; *1* — cylinder, *2* — tłok, *3* — korbowód, *4* — wałek; b) silnik wielokrotnego działania; *1* — kadłub, *2* — wirnik, *3* — tłoczek, *4* — czop rozrządczy

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Jak widać na rys. I-165, silnik pojedynczego działania (rys. I-165a) wywodzi swoją konstrukcję z mechanizmu korbowego. Rolę korby spełnia tu mimośród stanowiący jedną całość z wałkiem *4*. Korbowód *3* jest zakończony od dołu stopką ślizgową, współpracującą z powierzchnią zewnętrzną krzywki — mimośrodu. Silniki te są nazywane często *mimośrodowymi*, a także *silnikami z krzywką wewnętrzną*. Ciśnienie czynnika roboczego oddziałuje z siłą wypadkową P na tłok. Siła ta jest przenoszona na korbowód i wywołuje moment względem osi wałka wymuszając jego obrót. *Chłonność właściwa silnika pojedynczego* działania w najogólniejszym przypadku

$$q_s = 2fzte = fzth \tag{I-393}$$

gdzie: f — powierzchnia przekroju poprzecznego cylindra, z — liczba tłoków, t — liczba rzędów, e — mimośród, $h = 2e$ — skok tłoka.

Na rys. I-165b wyjaśniono konstrukcję silników wielokrotnego działania. Wnętrze kadłuba *1* stanowi bieżnię w postaci wielokrotnej krzywki, wzdłuż której odtaczają się rolki wieńczące tłoczki *3* w czasie obrotu wirnika *2* względem osi czopa rozrządczego *4*. Podczas jednego obrotu wirnika każdy tłoczek wykona tyle pełnych skoków, ile garbów ma krzywka. Silniki te są nazywane w literaturze także *silnikami z krzywką zewnętrzną* lub wprost *krzywkowymi*. Rozkład sił w układzie rolka-bieżnia jest identyczny, jak na sworzniu tłoka silnika pojedynczego działania. Siły P, N, T są określone zależnościami (I-258), (I-259) i (I-260). Moment, jaki przekazuje wirnikowi każdy tłoczek współpracujący z czynną częścią krzywki, jest iloczynem siły T i odległości rolki od osi obrotu wirnika. *Chłonność właściwą silników wielokrotnego działania* w najogólniejszym przypadku oblicza się ze wzoru

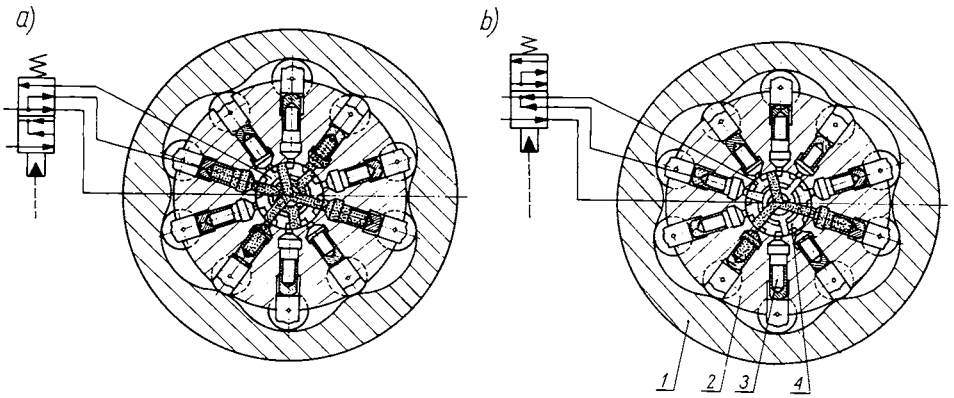
$$q_s = fzkth \tag{I-393a}$$

gdzie k oznacza krotność krzywki. Pozostałe oznaczenia jak dla wzoru (I-393).

Z zależności (I-393) i (I-393a) wynika, że chłonności właściwe silników mogą osiągać bardzo duże wartości w porównaniu z silnikami szybkoobrotowymi. Średnice tłoków w silnikach pojedynczego działania przyjmuje się zwykle znacznie większe niż w pompach lub silnikach szybkoobrotowych promieniowych (100 i więcej milimetrów). O dużej wartości q_s silników wielokrotnego działania stanowi przede wszystkim krotność krzywki. W obu typach silników są możliwe układy wielorzędowe, np. $t = 2$, co również stwarza możliwość osiągania znacznych chłonności właściwych, rzędu kilkudziesięciu dm^3. Duże chłonności właściwe umożliwiają, jak wynika to z zależności (I-379a), otrzymanie dużych momentów dochodzących do 10^4 daNm, a sporadycznie nawet więcej.

Wolnoobrotowe silniki promieniowe nie mają możliwości zmiany chłonności w sposób ciągły, co jest możliwe w silnikach szybkoobrotowych. Można natomiast zrealizować stopniowo zmianę chłonności, wyłączając z pracy jeden rząd w silnikach dwurzędowych lub pewną liczbę tłoczków (zwykle połowę) w silnikach wielokrotnego działania. Uzyskuje się w ten sposób tzw. *silniki dwubiegowe*, które przy jednakowym zasilaniu będą mogły pracować z szybkościami zmieniającymi się w stosunku 1:2 dla momentu zmniejszającego się równocześnie w tym samym stosunku. Schemat działania takiego silnika

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-166. Zasada działania dwubiegowego silnika wolnoobrotowego pracującego: a) na pełnej chłonności, b) na połowie chłonności; *1* — kadłub, *2* — wirnik, *3* — tłoczek, *4* — czop rozrządczy

przedstawiono na rys. I-166. Dotyczy on silnika firmy POCLAIN (Francja). Na rys. I-166a podano układ połączeń wszystkich komór, z których cztery są równolegle połączone z przewodem zasilającym, cztery z przewodem zlewowym, a dwie znajdują się w strefie przejściowej. Po przesterowaniu rozdzielacza w położenie drugie (rys. I-166b) są zasilane tylko dwie komory, pozostałe są zwarte z przewodem zlewowym. Czynna chłonność właściwa silnika zmaleje więc do połowy. Jeśli strumień dopływający Q_s jest taki sam jak poprzednio, to zgodnie z zależnością (I-378a) prędkość obrotowa wałka wzrośnie dwukrotnie, natomiast moment na wałku będzie dwukrotnie mniejszy, jak wynika to ze wzoru (I-379a).

Kinematyka tłoków w silnikach wolnoobrotowych pojedynczego działania nie różni się niczym od kinematyki pomp promieniowych. Wszystkie wzory określające drogę, prędkości i przyspieszenie tłoka, wyprowadzone w p. 3.5.2 są ważne także dla silników wolnoobrotowych. Również analiza wydajności pomp oraz współczynnika jej nierównomierności, dokonana p. 3.5.3. i 3.5.4 obowiązuje dla silników promieniowych pojedynczego działania. Interpretacja powinna uwzględniać jedynie specyfikę silnika. Przy założeniu zasilania silnika strumieniem o stałym natężeniu $Q_s = \text{const}$ będzie zmieniać się prędkość kątowa wałka. Współczynnik nierównomierności chłonności służy zatem w silnikach do określenia nierównomierności prędkości kątowej i momentu przekazywanego przez wał. Przy większych prędkościach obrotowych ich nierównomierność nie ma większego znaczenia praktycznego; nabiera znaczenia dopiero wówczas, gdy prędkości wałka są bardzo małe, tzn. mniejsze niż 10 obr/min.

Kinematyka tłoczka w silnikach wielokrotnego działania jest bardziej złożona i zależy od kształtu krzywki, z którą współpracują rolki. Obciążenia układu tłoczek-rolka-bieżnia są znaczne. Dla 6-krotnej krzywki i obrotów wirnika $n = 200$ obr/min każdy tłoczek musi dokonać w ciągu 1 s 20 podwójnych suwów. W takich warunkach może nastąpić odrywanie się rolki od bieżni, jeśli jej kształt nie będzie właściwie dobrany lub jeśli nie będzie zapewniony niezbędny docisk rolki do bieżni. Odpadanie rolki od bieżni nie wystąpi, jeśli spełniony będzie warunek

$$p_t f \geqslant m(a_t - a_n) \tag{I-394}$$

gdzie: p_t — ciśnienie zasilania, f — powierzchnia czynna tłoczka, m — masa

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

układu tłoczek-rolka, a_t — przyspieszenie tłoczka w ruchu postępowo-zwrotnym, $a_n = \omega^2 \varrho_c$ — przyspieszenie normalne w ruchu obrotowym, ϱ_c — odległość środka ciężkości układu tłoczek-rolka od osi obrotu wirnika.

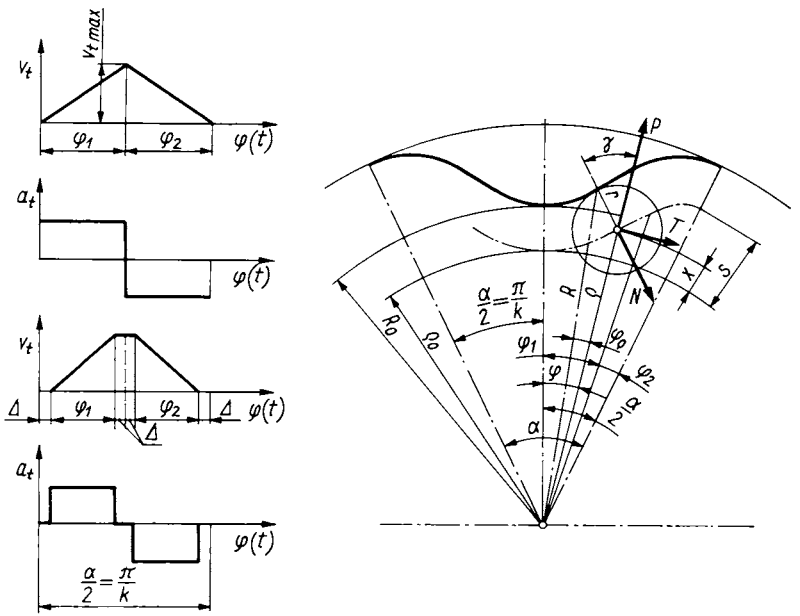
Po przyjęciu oznaczeń wg rys. I-167 można zestawić następujące równania opisujące kinematykę tłoczka

$$\varrho = \varrho_0 + x \tag{I-395a}$$

$$v_t = \frac{\mathrm{d}\varrho}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}\varrho}{\mathrm{d}\varphi}\frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}t} = \omega v_\varphi \tag{I-395b}$$

$$a_t = \omega^2 a_\varphi \tag{I-395c}$$

gdzie: ϱ — promień — wektor trajektorii środka rolki, ϱ_0 — minimalna wartość promienia w miejscu, w którym bierze początek czynna część krzywki, x — przemieszczenie tłoczka zależne od kąta φ obrotu wirnika, v_φ, a_φ — prędkość i przyspieszenie geometryczne tłoczka, ω — prędkość kątowa wirnika.



Rys. I-167. Czynny wycinek parabolicznej krzywki silnika wielokrotnego działania oraz przebiegi prędkości v_t i przyspieszenia a_t tłoczka w funkcji kąta obrotu φ

W starszych konstrukcjach profil krzywki tworzyły zwykle dwa łuki kołowe styczne bezpośrednio lub połączone wspólną styczną. Analizując te profile bliżej można dwieść, że chwilowe wartości przyspieszeń oraz ich przebieg kształtują się niekorzystnie, z tego też względu profil krzywki kształtuje się wg parabol, spirali różnych typów lub sinusoid. Na rys. I-167 przedstawiono wykresy prędkości i przyspieszeń tłoczka współpracującego z profilem ukształtowanym wg spirali, o ogólnym równaniu

$$\varrho = \varrho_0 + c_1 \varphi + c_2 \varphi^2 \tag{I-396}$$

gdzie: c_1 i c_2 są stałymi współczynnikami.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Jeśli $c_2 = 0$ przy $c_1 \neq 0$, to prędkość geometryczna v_φ będzie stała, a równanie opisuje spiralę Archimedesa. Dla $c_1 = c_2 = 0$ prędkość geometryczna przyjmuje wartość zero, co ma miejsce w punktach zwrotnych tłoczka. W celu zapewnienia płynnego przebiegu zmian przyspieszeń często w części początkowej i końcowej profilu przyjmuje się do opisania jego kształtu spiralę trzeciego rzędu. Korzystne kształty krzywek, ze względu na równomierność prędkości wałka, opisują również parabole lub ich połączenia ze spiralą Archimedesa.

Profile paraboliczne i wielospiralne nadają się do zapewnienia całkowitej równomierności prędkości kątowej wałka [34], jednak ze względu na błędy związane z odwzorowaniem ich w rzeczywistości mogą być źródłem niekorzystnych drgań [35]. W tej sytuacji wzrasta zainteresowanie profilem ukształtowanym wg prostych funkcji trygonometrycznych. Można bowiem wykonywać bieżnię metodami obróbki obwiedniowej na uniwersalnych obrabiarkach. *Ogólne równania opisujące profil krzywki* oraz *kinematykę tłoczka*, przy założeniu funkcji sinusoidalnej, mają następującą postać:

$$\varrho = \varrho_0 + \frac{1}{2} s\{1 - \cos[k\varphi + (i-1)k\theta]\} \tag{I-397a}$$

$$v_{ti} = \frac{1}{2} k\omega s \sin[k\varphi + (i-1)k\theta] \tag{I-397b}$$

$$a_{ti} = \frac{1}{2} k^2\omega^2 s \cos[k\varphi + (i-1)k\theta] \tag{I-397c}$$

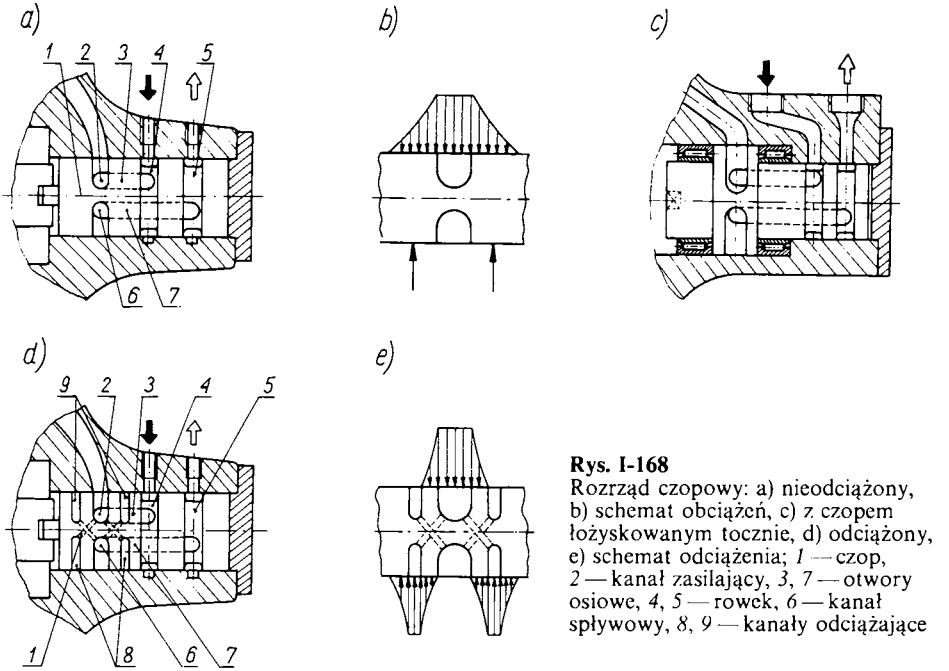
gdzie: s — skok tłoczka, k — krotność krzywki, $0 < \varphi \leqslant \pi/k$ — położenie pierwszego tłoczka względem początku krzywki, dla którego $\varrho = \varrho_0 (i-1)k\theta$ — położenia i-tego tłoczka, $\theta = \pi/kz$ — kąt powtarzalności cyklu dla silnika o z tłoczkach.

Liczbę tłoczków w silnikach wielokrotnego działania przyjmuje się parzystą. Uzyskuje się w ten sposób pełne odciążenie wirnika od sił promieniowych. Również krotność krzywki silnika jest parzysta.

Zadaniem rozrządu jest doprowadzenie czynnika do komór roboczych w określonej kolejności podczas suwu roboczego oraz doprowadzenie go do przewodu spływowego podczas opróżniania komory wyporowej. W silnikach promieniowych stosuje się trzy typy rozrządu: czopowy, tarczowy i zaworowy. Wybór odpowiedniej konstrukcji rozrządu jest uzależniony od konstrukcji silnika, warunków jego eksploatacji oraz od ciśnienia roboczego i prędkości obrotowych wałka. Jest zrozumiałe, że od konstrukcji rozrządu zależą sprawność objętościowa i hydrauliczno-mechaniczna silnika.

Na rys. I-168a przedstawiono zasadę konstrukcji rozrządu czopowego pojedynczego działania. Czop rozrządczy *1*, napędzany wałkiem przez sprzęgło odsuwane, ma rowek *4* łączący otwór zasilający z wycięciem *2* przez otwór *3*. Otwór wylotowy ma stałe połączenie z rowkiem *5*, który łączy wybranie *6* za pomocą otworu *7*. Obciążenie czopa wywołane rozkładem ciśnień po stronie tłocznej jest, jak widać to z rys. I-168b, przenoszone bezpośrednio przez obudowę. Na współpracujących powierzchniach występuje tarcie, którego

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

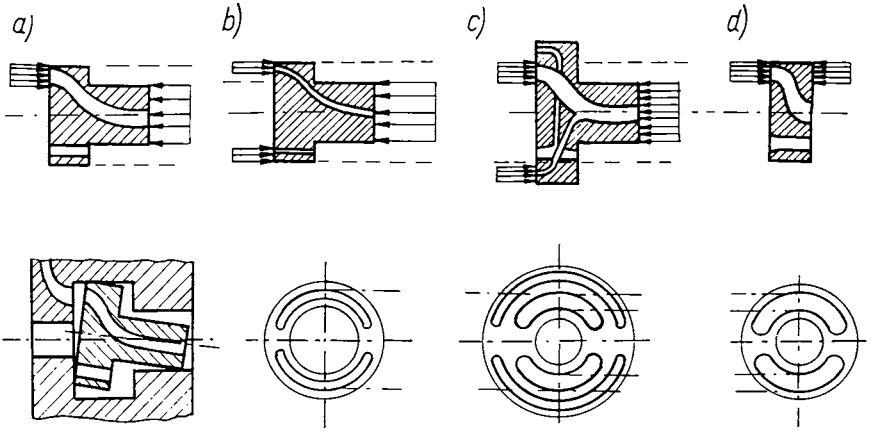


Rys. I-168
Rozrząd czopowy: a) nieodciążony, b) schemat obciążeń, c) z czopem łożyskowanym tocznie, d) odciążony, e) schemat odciążenia; *1* — czop, *2* — kanał zasilający, *3*, *7* — otwory osiowe, *4*, *5* — rowek, *6* — kanał spływowy, *8*, *9* — kanały odciążające

wartość zależy od ciśnienia roboczego silnika. Zużycie współpracujących części ogranicza możliwość stosowania tego układu do wysokich ciśnień. W konstrukcji wg rys. I-168c obciążenie jest przenoszone przez łożyska toczne. W rozwiązaniu tym należy powiększyć średnicę czopa rozrządczego, w wyniku czego wzrastają straty objętościowe, ponieważ zwiększeniu ulega zarówno grubość, jak i długość szczeliny. Stopniowanie średnic czopa stwarza ponadto trudności technologiczne, związane z utrzymaniem określonych tolerancji średnic współpracujących powierzchni. Na rys. I-168d, e przedstawiono konstrukcję oraz zasadę pracy czopa hydrostatycznie odciążonego. Czop ma dodatkowe wybrania *8*, połączone otworami ze stroną zasilającą oraz *9*, połączone ze stroną spływową *6*. Umożliwia to pełne zrównoważenie obciążeń czopa. Poszczególne przestrzenie tłoczne mogą być dodatkowo uszczelnione w kierunku osiowym, za pomocą pierścieni uszczelniających. Ponieważ jednak każde wybranie wymaga obustronnego uszczelnienia, więc rośnie liczba pierścieni, a tym samym i wymiar osiowy rozrządu.

Na rys. I-169 przedstawiono przykłady odciążeń rozrządu tarczowego. Na rys. I-169a podano układ, w którym wirująca tarcza, obciążona ciśnieniem po stronie tłocznej mimo doprowadzenia ciśnienia na stronę przeciwną, nie jest w pełni odciążona. Siły wypadkowe nie leżą na jednej prostej i wywołany nimi moment powoduje ukosowanie tarczy, a w rezultacie zwiększenie grubości szczeliny i zwiększone straty objętościowe oraz intensywniejsze zużycie współpracujących powierzchni. Aby tego uniknąć, można zwiększyć docisk tarczy — jak przedstawiono to na rys. I-169b. Nerka ma w tym wypadku jednak połowę szerokości w porównaniu z szerokością w poprzednim rozwiązaniu. Występuje więc zwiększona prędkość i opory przepływu czynnika roboczego.

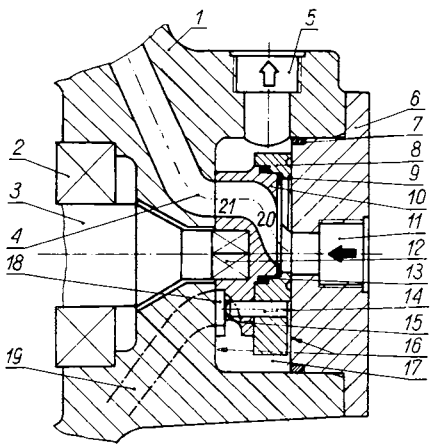
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-169. Odciążenie rozrządu tarczowego: a) niepełne, b) pełne połączone z obniżeniem sprawności mechanicznej rozrządu, c) pełne z dodatkowymi nerkami, d) z dwoma nerkami o dużych powierzchniach czynnych

Siła dociskająca jest równoważona siłą naporu czynnika (u góry) i siłą reakcji styku powierzchniowego współpracujących części (u dołu). Ukosowanie tarczy jest usunięte, lecz kosztem zwiększonego tarcia w układzie, a tym samym obniżenia sprawności mechanicznej rozrządu. Odciążenie hydrostatyczne rozrządu za pomocą dodatkowych nerek odciążających przedstawiono na rys. I-169c. Jest to rozwiązanie wymiarowo rozbudowane — bardziej złożone — a więc w sumie droższe.

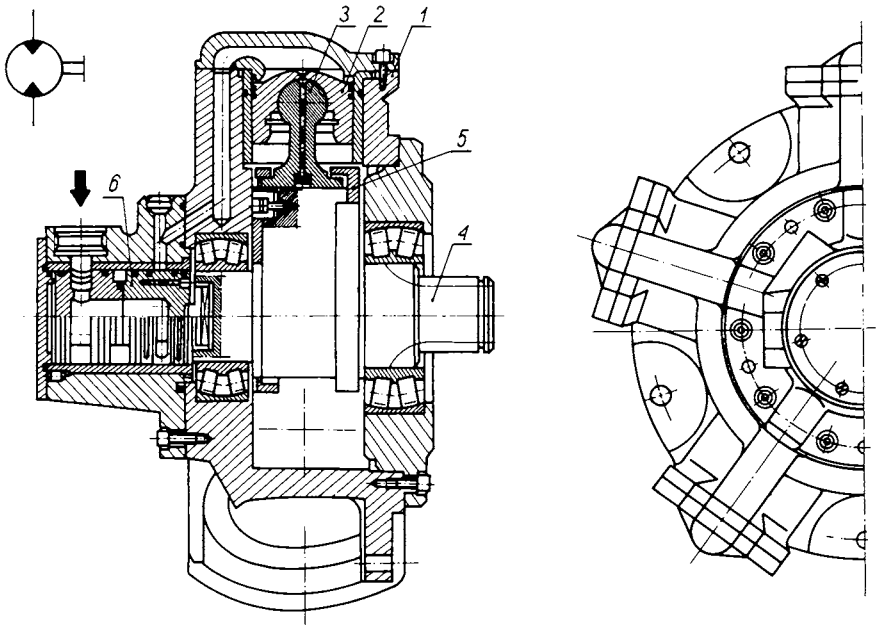
Ostatnio stosuje się odciążenia wg układu pokazanego na rys. I-169d. Podstawową ich zaletą jest to, że wypadkowe siły osiowe — odpychająca i dociskająca — są najmniejsze, równe co do wielkości i leżące na wspólnej prostej. Nerki mogą mieć ponadto duże powierzchnie czynne, co pozwala sprowadzić do minimum opory przepływu przez układ rozrządczy. Rozwiązanie konstrukcyjne takiego rozrządu przedstawiono na rys. I-170. Czynnik roboczy, doprowadzony otworem *11*, przepływa kanałem *20* do nerki *21* i dalej kanałem *4* bezpośrednio do komór roboczych. Po oddaniu energii na wał korbowy *3* czynnik wraca kanałem *19* do nerki *18* i następnie przez wyfrezowanie *15*



Rys. I-170
Konstrukcja odciążenia rozrządu tarczowego wg zasady przedstawionej na rys. I-169; *1* — blok cylindrowy, *2* — łożysko, *3* — wał korbowy, *4* — kanał zasilający, *5* — otwór spływowy, *6* — pokrywa, *7*, *13* — pierścień uszczelniający, *8* — tarcza dociskowa, *9* — sprężyna, *10* — tarcza rozrządcza, *11* — otwór zasilający, *12* — czworokątna końcówka wału, *14* — kołek, *15* — wyfrezowanie, *16* — powierzchnia współpracy rozrządu, *17* — kanał zbiorczy, *18* — nerka, *19* — kanał spływowy, *20* — kanał zasilający, *21* — nerka

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

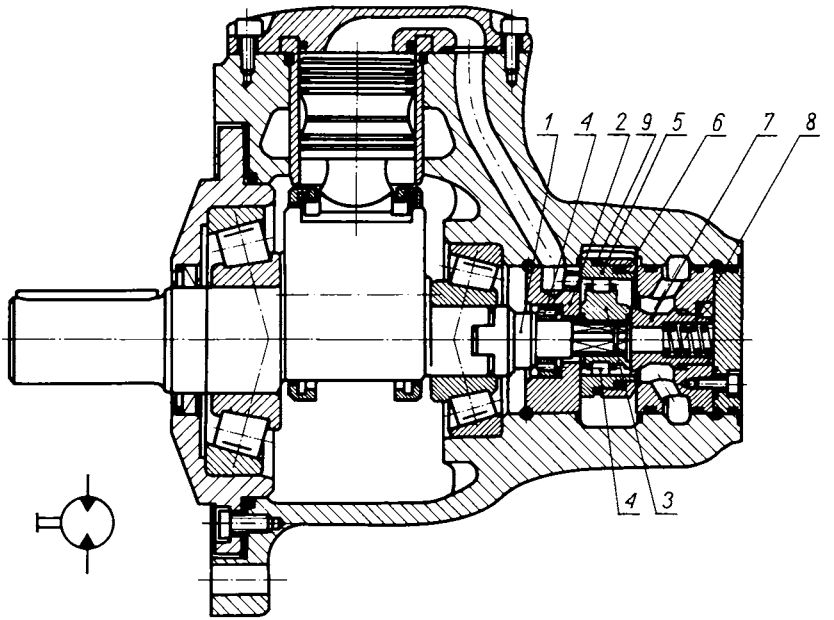
dopływa do kanału zbiorczego *17*, a więc do otworu spływowego *5*. Ponieważ silnik jest nawrotny, więc zasilanie i spływ mogą się odbywać w przeciwnym kierunku. Właściwy rozrząd składa się z tarczy sterującej *10*, tarczy dociskowej *8*, sprężyny *9*, uszczelki *13* i kołka *14*. Tarcza sterująca *10* osadzona na wale korbowym *3*, współpracuje z tarczą dociskową *8*, mającą swobodę osiowego przemieszczania się względem niej. W stanie nieobciążonym płyta dociskowa *8* i tarcza rozrządcza *10* są rozpychane siłą sprężyny *9*, zapewniając szczelność na powierzchniach czołowych bloku cylindrowego *1* i tarczy rozrządczej *10* oraz płyty dociskowej *8* i pokrywy *6*. Przestrzeń wlotowa *11* oraz spływowa *5* są szczelnie oddzielone. Pierścień uszczelniający *13* służy dodatkowo do zwiększenia szczelności między tarczami *8* i *10*. Przy zasilaniu silnika kanałem *11* docisk na powierzchniach czołowych wzrasta. Działanie układu jest zapewnione również przy zmianie kierunku zasilania.



Rys. I-171. Wolnoobrotowy silnik promieniowy typu SHT1-630W produkcji Fabryki Maszyn Górniczych FAMUR; *1* – cylinder, *2* – tłok, *3* – korbowód, *4* – wał, *5* – obejma, *6* – czop rozrządczy

Wolnoobrotowy silnik promieniowy pojedynczego działania, produkcji krajowej przedstawiono na rys. I-171. W każdym z pięciu cylindrów *1* pracuje tłok *2* z korbowodem *3*. Korbowód, połączony z tłokiem za pomocą przegubu kulistego, jest zakończony od dołu stopką ślizgową współpracującą z krzywką-mimośrodem wału *4*. Kontakt stopki z mimośrodem zapewniają obejmy *5*. Napędzany przez tłoki wał, łożyskowany tocznie w obudowie, obraca czop rozrządczy *6*, służący do łączenia komór roboczych cylindra z przestrzenią zasilającą lub spływową. Chłonność właściwa silnika wynosi 2,84 dm^3; nominalny moment obrotowy 630 daNm przy nominalnym ciśnieniu zasilania 16 MPa. Dopuszczalny zakres prędkości obrotowych silnika wynosi $2 \div 120$ obr/min.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



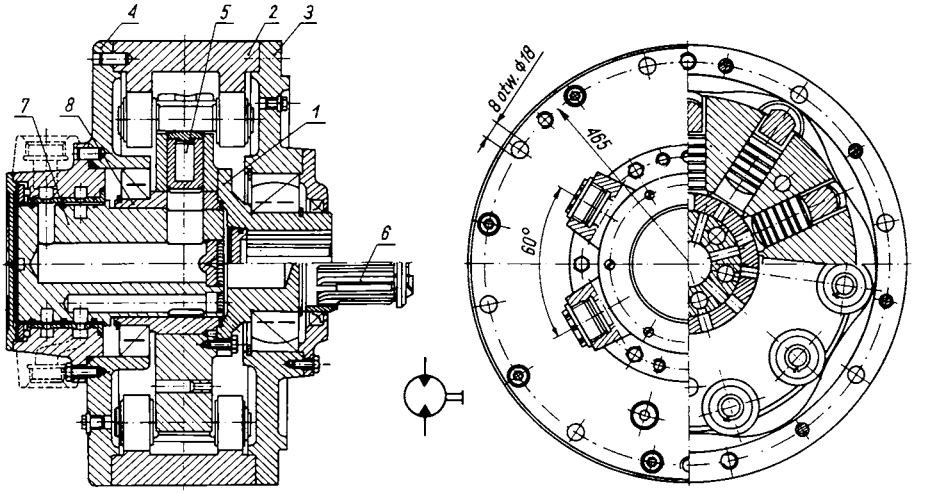
Rys. I-172. Wolnoobrotowy silnik promieniowy typu RM450 produkcji firmy DÜSTERLOH (RFN); *1* — czop, *2* — tarcza, *3* — mimośród, *4* — łożysko wałeczkowe, *5*, *6* — dzielony pierścień rozrządczy, *7* — element dociskowy, *8* — sprężyna, *9* — element sprężysty

Na rys. I-172 przedstawiono podobną konstrukcję silnika firmy DÜSTERLOH, lecz z rozrządem tarczowym odciążonym hydrostatycznie (chronionym patentem), podobnym do przedstawionego na rys. I-170. W obudowie silnika jest osadzona tarcza *2*, w której znajduje się ułożyskowany tocznie i obracający się wraz z wałem czop *1*. Z powierzchnią czołową tarczy *2* współpracuje osadzony na czopie mimośród *3*, mający możliwość osiowego przemieszczania się względem czopa. Mimośród ten za pośrednictwem łożyska wałeczkowego *4* przesuwa dzielony pierścień sterujący *5*, *6*, łącząc w ciągu jednego obrotu każdy cylinder z przestrzenią wewnętrzną lub zewnętrzną pierścienia. Przestrzenie między rolkami tocznymi są równocześnie kanałami przepływowymi. Stosując taki układ, można osiągnąć dużą zawartość konstrukcji rozrządu przy niewielkich oporach przepływu. Obciążenia hydrauliczne pierścienia są w pełni zrównoważone. Pierścień *5*, przesuwając się po tarczy *2*, dokonuje usuwania zanieczyszczeń ze szczeliny utworzonej przez współpracujące powierzchnie. Docisk wstępny mimośrodu *5* do tarczy *2* jest zapewniony za pomocą sprężyny *8* oraz elementu dociskowego 7. Do szczelnego oddzielenia obu przestrzeni, zasilającej i spływowej, przy niskich ciśnieniach służy element sprężysty *9* rozpychający pierścienie *5* i *6*.

Firma oferuje silniki tej konstrukcji o chłonnościach właściwych $224 \div 5000$ cm^3. Nominalne ciśnienie robocze wynosi zależnie od wielkości silnika $12 \div 21$ MPa. Zakres normalnie stosowanych prędkości obrotowych wynosi $5 \div 500$ obr/min.

Na rys. I-173 przedstawiono silnik wolnoobrotowy produkcji krajowej o chłonności właściwej 1,6 dm^3. Z bieżnią krzywkową we wnętrzu kadłuba *2*

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

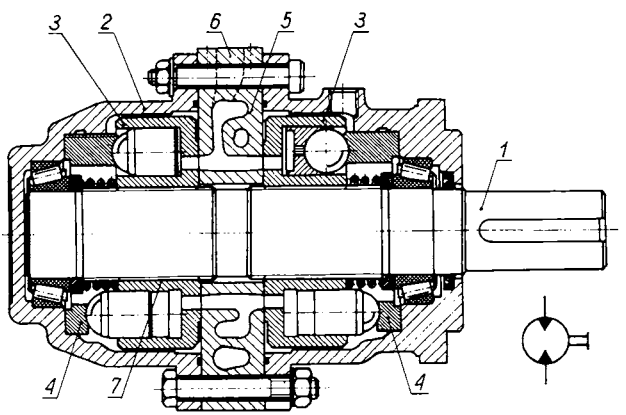


Rys. I-173. Wolnoobrotowy silnik promieniowy wielokrotnego działania typu SHP-400, produkcji Fabryki Maszyn Górniczych FAMUR; *1* — wirnik, *2* — kadłub, *3* — pokrywa przednia, *4* — pokrywa tylna, *5* — tłoczek, *6* — wałek, *7* — oś, *8* — tuleja

współpracują tłoczki *5* za pośrednictwem rolek. Wirnik *1*, tworząc jedną całość z wałkiem *6*, obraca się tocznie względem nieruchomej osi *7*, osadzonej w pokrywie tylnej *4* i spełniającej rolę rozrządu czopowego wraz z tuleją *8* połączoną sztywno z wirnikien. Nawiercenia wzdłużne czopa stosuje się w celu zasilania i opróżniania komór roboczych obracającego się wirnika, zależnie od tego czy układ tłoczek-rolka współpracuje z czynną, czy też bierną częścią profilu-krzywki.

Silniki tego typu produkuje wiele firm europejskich. Do najbardziej znanych rozwiązań należy zaliczyć silniki firmy POCLAIN (Francja) oraz HÄGGLUND (Szwecja). Ich chłonności właściwe wynoszą nawet 40 dm^3. Silniki te nadają się do bezpośredniego sprzęgania z bębnami urządzeń dźwigowych lub z kołami jezdnymi ciężkich samojezdnych maszyn roboczych.

Wolnoobrotowe silniki osiowe są konstrukcjami raczej rzadko spotykanymi. Jedno z nielicznych rozwiązań przedstawiono na rys. I-174. Z tarczą rozrządczą *5* współpracują obustronnie wirniki *3*, połączone wielowypustami *7* z wałkiem *1*, który może mieć — końcówkę jednostronną (jak na rysunku) lub



Rys. I-174
Wolnoobrotowy silnik tłokowy typu MCS firmy REXROTH (RFN); *1* — wał, *2* — kadłub, *3* — wirnik, *4* — bieżnia krzywkowa, *5* — tarcza rozrządcza, *6* — otwór przyłączeniowy, *7* — połączenie wielowypustowe

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

dwustronną. Doprowadzona do silnika ciecz pod ciśnieniem dochodzi do cylindrów obu wirników powodując przeciwbieżny ruch wysuwowy tłoczków. Tłoczki są zakończone kulami, które pozostają w kontakcie z bieżniami *4* w postaci wielokrotnej krzywki. Ponieważ krzywki są nieruchome, więc składowa styczna nacisku kuli na krzywkę wywiera moment obracający wirniki, a wraz z nim wałek napędowy. Prędkość obrotowa wałka zależy od natężenia Q_s doprowadzonego do silnika. W celu zapewnienia docisku kul do bieżni krzywkowych należy zapewnić na spływie określone nadciśnienie. Silniki mogą pracować w układach otwartych i zamkniętych. Chłonności właściwe produkowanych silników wynoszą od 200 do 315 cm^3 dla silników jednowirnikowych i od 400 do 1500 cm^3 dla konstrukcji dwuwirnikowej, (rys. I-174). Maksymalne ciśnienie robocze w ruchu ciągłym wynosi 17,5 MPa. Minimalne prędkości obrotowe, przy nierównomierności możliwej do przyjęcia w większości zastosowań praktycznych, nie powinny być mniejsze od 7 obr/min. Maksymalne dopuszczalne prędkości obrotowe nie powinny być większe od 300 obr/min przy pracy pod obciążeniem. Maksymalne prędkości obrotowe biegu jałowego mogą być nieco większe.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

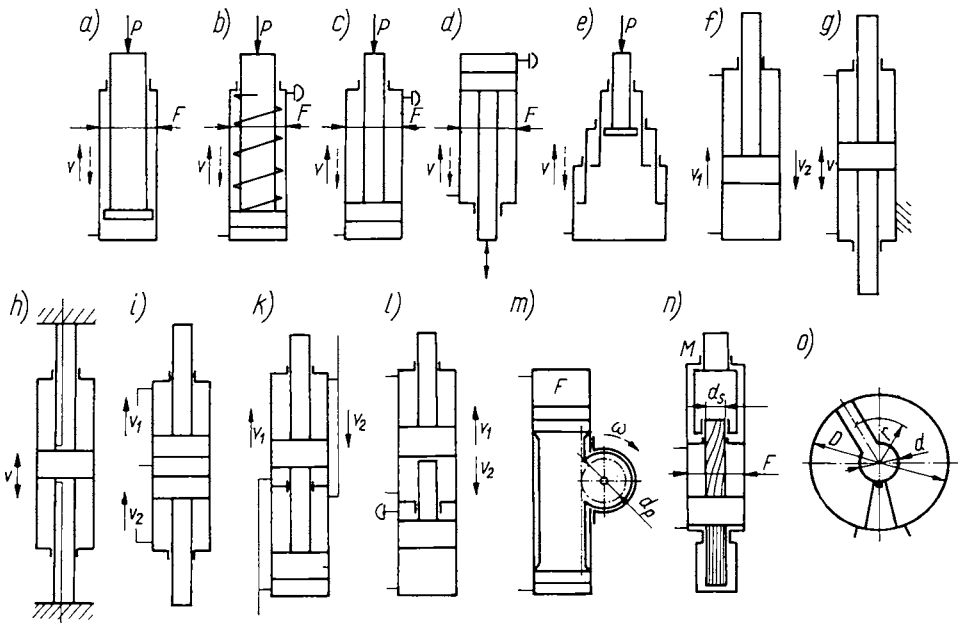
Siłowniki

5

5.1. Zasada działania i systematyka konstrukcji

Siłownik nazywany w literaturze również *cylindrem hydraulicznym*, jest także silnikiem wyporowym. Jego cechą szczególną jest to, że energia ciśnienia, zakumulowana w doprowadzonym do silnika ciekłym czynniku roboczym, jest zamieniana na energię mechaniczną ruchu postępowo-zwrotnego tłoka na drodze zwanej *skokiem*. *Przekazywanie energii* napędzanemu urządzeniu może się odbywać za pomocą nurnika, tłoczyska lub innego elementu maszynowego.

Schemat *siłownika nurnikowego* podano na rys. I-175a. Nurnik, uszczelniony w dławnicy, może być zakończony od dołu kołnierzem zabezpieczającym



Rys. I-175. Siłowniki: a), b) nurnikowe, c), d) jednostronnego działania, e) teleskopowy, f) dwustronnego działania z tłoczyskiem jednostronnym, g), h) z tłoczyskiem dwustronnym, i) z tłokami przeciwbieżnymi, k) dwukomorowy, l) trójpołożeniowy, m) zębatkowy, n) śrubowy, o) z tłokiem whadłowym

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

go przed całkowitym wysunięciem się z komory roboczej cylindra. Na rys. I-175b, c, d przedstawiono *siłowniki jednostronnego działania*, w których szczelne zamknięcie komory roboczej przejmuje tłok, natomiast połączone z nim sztywno tłoczysko — prowadzone dodatkowo w dławnicy — przekazuje energię napędzanemu urządzeniu lub mechanizmowi. Ruch roboczy tłoka jest wymuszony oddziaływaniem ciśnienia doprowadzonej cieczy. Ruch powrotny (jałowy) jest w tego typu siłownikach wymuszany albo sprężyną (rys. I-175b), albo siłami zewnętrznymi pochodzącymi od obciążeń własnych napędzanego układu (rys. I-175c, d). Niepracująca komora cylindra musi mieć połączenie z atmosferą, aby uniknąć zakłóceń ruchu tłoka w wyniku okresowych kompresji i ekspansji powietrza. Tłoczysko siłownika, zależnie od kierunku obciążenia zewnętrznego, może pracować na ściskanie (rys. I-175c) lub rozciąganie (rys. I-175d). Do siłowników jednostronnego działania należy także przedstawiony na rys. I-175e) *siłownik teleskopowy*. Podstawową zaletą siłowników teleskopowych jest duży skok przy małej ich długości w stanie całkowitego wsunięcia do cylindra wszystkich ruchomych elementów.

Na rys. I-175f przedstawiono schemat, będący również symbolem graficznym *siłownika dwustronnego działania z jednostronnym tłoczyskiem*, a rys. I-175g, h — *z dwustronnym tłoczyskiem*. W konstrukcjach tych ruch tłoka w obu kierunkach jest wymuszony ciśnieniem doprowadzonego do cylindra czynnika roboczego. Przekazywanie ruchu mechanizmowi przez siłownik może dokonywać się przez tłoczysko, przy unieruchomionym cylindrze, lub odwrotnie przez cylinder przy unieruchomionym tłoku (rys. I-175h). Doprowadzenie czynnika do komór roboczych odbywa się wówczas zwykle przez otwory w tłoczysku, chociaż jest możliwe także doprowadzenie czynnika bezpośrednio do ruchomego cylindra za pomocą przewodów giętkich.

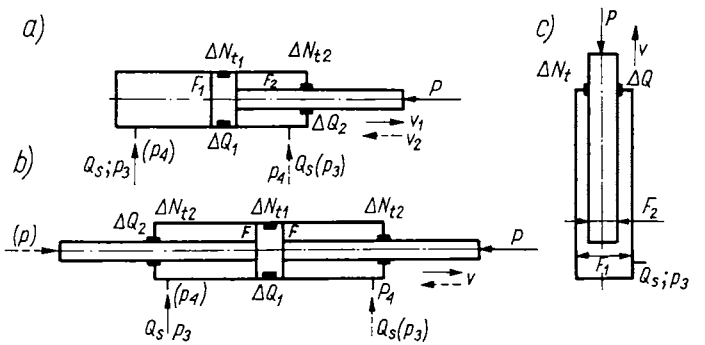
Liczba tłoków w siłowniku może być większa od jedności. Na rys. I-175 i podano schemat *siłownika z tłokami przeciwbieżnymi* i z obustronnie wyprowadzonymi tłoczyskami, a na rys. I-175k *siłownik dwutłokowy*, umożliwiający osiągnięcie dwa razy większej siły na wspólnym tłoczysku. Na rys. I-175l podano schemat *siłownika trójpołożeniowego*. Trzecie pośrednie położenie tłoka właściwego uzyskuje się, dobudowując do cylindra roboczego cylinder dodatkowy, którego tłoczysko wchodzi do wnętrza cylindra głównego i spełnia rolę zderzaka ograniczającego skok tłoka głównego.

Na rys. I-175m, n pokazano *siłowniki służące do zamiany ruchu postępowo-zwrotnego tłoka na ruch obrotowy organu roboczego*, najczęściej bezpośrednio z siłownikiem sprzężonego. Ograniczony ruch tłoka sprawia, że ruch obrotowy może się odbywać także w ograniczonym zakresie. Na rys. I-175m przedstawiono kombinację nurnika uzębionego wzdłuż jego tworzącej i współpracującego z kołem zębatym, z którego wałkiem można sprzęgać bezpośrednio organ roboczy. W siłowniku wg rys. I-175n tłoczysko stanowi śrubę współpracującą z nakrętką zakończoną wałkiem, na którym mocuje się narzędzie lub jeden z członów napędzanego mechanizmu. Na rys. I-175o przedstawiono *siłownik z tłokiem wahadłowym* w przedziale nie większym niż ok. 320°. Konstrukcja ta, ze względu na duże obciążenie łożysk omówione w p. 3.4, może być stosowana jedynie przy niewielkich ciśnieniach.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

5.2. Straty i sprawności

W siłowniku, jak w każdej innej maszynie wyporowej, występują straty, które można ujmować za pomocą sprawności objętościowej i hydrauliczno-mechanicznej. *Sprawność objętościowa siłowników* η_{vs} jest definiowana także zależnością (I-382), wyrażającą stosunek chłonności teoretycznej Q_{st} do chłonności rzeczywistej Q_s. Chłonność rzeczywista jest większa od teoretycznej o wartości strat ΔQ, które obejmują przecieki ΔQ_1 z komory obciążonej cylindra do komory spływowej oraz przecieki ΔQ_2 przez dławnicę na zewnątrz cylindra (rys. I-176).



Rys. I-176
Straty w siłowniku:
a) z jednostronnym tłoczyskiem,
b) z dwustronnym tłoczyskiem
c) nurnikowym

We współczesnych konstrukcjach siłowników przecieki te są pomijalnie małe. Jeśli występują, to tylko dlatego że są niezbędne do utrzymywania trwałego filmu smarującego między współpracującymi powierzchniami elementów siłownika. Prawie całkowitą szczelność siłownika zarówno wewnętrzną — na tłoku, jak i zewnętrzną — w dławnicy — zapewniają stosowane dziś powszechnie pierścienie samouszczelniające wykonane z elastomerów. W tej sytuacji sprawność objętościową siłowników η_{vs} przyjmuje się równą jedności, a tym samym $Q_s = Q_{st}$. *Prędkość tłoka* i związanego z nim tłoczyska dla siłownika z jednostronnym tłoczyskiem wg rys. I-176a będzie można wyznaczyć z równania ciągłości ruchu cieczy

$$v_{1,2} = \frac{Q_s}{F_{1,2}} \tag{I-398}$$

gdzie $F_{1,2}$ — pole powierzchni czynnej tłoka.

Czas wykonania pełnego skoku tłoka s można wyznaczyć ze wzoru

$$t_{1,2} = \frac{s}{v_{1,2}} = \frac{sF_{1,2}}{Q_s} \tag{I-399}$$

Indeksy 1 i 2 odnoszą się odpowiednio do ruchu tłoka w prawo i w lewo. W siłowniku z dwustronnym tłoczyskiem o tej samej średnicy (rys. I-176b) prędkości ruchu tłoka w obu kierunkach są takie same. W siłownikach nurnikowych zależnością (I-398) będzie można się posłużyć jedynie do obliczenia prędkości wysuwu nurnika. Prędkość ruchu powrotnego zależy od sposobu, w jaki jest wymuszany oraz od tego, w jaki sposób jest kontrolowany wypływ czynnika z cylindra w tej fazie pracy siłownika.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Po podstawieniu $\eta_{vs} = 1$ do zależności (I-389) otrzymuje się *tożsamość sprawności hydrauliczno-mechanicznej* η_{hm} i *sprawności całkowitej* η_s. *Sprawność całkowitą* można łatwo wyznaczyć ze stosunku efektywnej mocy dyspozycyjnej na tłoczysku N_e do mocy doprowadzonej N_s ze strumieniem zasilającym o natężeniu Q_s, czyli

$$\eta_s = \eta_{hms} = \frac{N_e}{N_s} = \frac{N_s - \Delta N}{N_s} = \frac{N_s - \Delta N_t - \Delta N_h}{N_s} \tag{I-400}$$

Moc doprowadzona do siłownika wg rys. I-176a wynosi odpowiednio:

— przy ruchu tłoka w prawo

$$N_s = p_3 F_1 v_1 \tag{I-401}$$

— przy ruchu tłoka w lewo

$$N_s = p_3 F_2 v_2 \tag{I-401a}$$

Na *straty mocy* ΔN składają się *straty tarcia w węźle uszczelniającym tłok* ΔN_{t1}, *straty w dławnicy* ΔN_{t2} oraz *straty hydrauliczne* ΔN_h, związane z oporami przepływu w przyłączach przewodowych i w samym cylindrze. Stratę mocy, związaną z tarciem można wyrazić zależnościami:

— przy ruchu w prawo

$$\Delta N_t = p_t F_1 v_1 \tag{I-402}$$

— przy ruchu w lewo

$$\Delta N_t = p_t F_2 v_2 \tag{I-402a}$$

w których p_t jest ciśnieniem niezbędnym do pokonania sił tarcia, odniesionym do powierzchni czynnej tłoka, czyli $p_t = \Sigma T / F_{1,2}$.

Stratę mocy na pokonanie oporów hydraulicznych można połączyć ze strumieniem wypływającym z komory spływowej cylindra. Otrzymuje się więc:

— przy ruchu tłoka w prawo

$$\Delta N_h = p_4 F_2 v_1 \tag{I-403}$$

— przy ruchu tłoka w lewo

$$\Delta N_h = p_4 F_1 v_2 \tag{I-403a}$$

We wzorach (I-401) i (I-403) ciśnienie strumienia zasilającego oznaczano zawsze jako p_3, a ciśnienie w przewodzie spływowym jako p_4.

Podstawiając wzory (I-401), (I-402) do zależności (I-400) otrzymuje się *sprawności całkowite:*

— przy ruchu tłoka w prawo

$$\eta_s = \eta_{hms} = 1 - \frac{p_t + \dfrac{p_4}{\varphi}}{p_3} \tag{I-404}$$

— przy ruchu tłoka w lewo

$$\eta_s = \eta_{hms} = 1 - \frac{p_t + \varphi p_4}{p_3} \tag{I-404a}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

przy czym $\varphi = \frac{F_1}{F_2}$ wyraża stosunek czynnych powierzchni po obu stronach tłoka. W siłownikach znormalizowanych wartość φ przyjmuje się zwykle 1,25; 1,6; 2 lub 2,5. Wielkość ta wraz z wymaganym skokiem wyznacza główne wymiary siłownika.

Dla siłownika z dwustronnym tłoczyskiem o jednakowej średnicy (rys. I-176b) $\varphi = 1$, a sprawność wyznacza się zależnością

$$\eta_s = \eta_{hms} = 1 - \frac{p_t + p_4}{p_3} \tag{I-404b}$$

W przypadku siłownika nurnikowego wg rys. I-176c $p_4 = 0$, a więc

$$\eta_s = \eta_{hms} = 1 - \frac{p_t}{p_3} \tag{I-404c}$$

Sprawność siłownika jest więc zdefiniowana stosunkiem sumy ciśnienia p_t, potrzebnego do pokonania sił tarcia, i ciśnienia p_4 wyrażającego straty hydrauliczne w obrębie cylindra do ciśnienia zasilania p_3. Ciśnienie p_4 po stronie spływowej cylindra, z którym są wiązane straty hydrauliczne siłownika, zależy od prędkości tłoka określającej natężenie przepływu przez otwór wylotowy. Jak wynika ze wzorów (I-404), (I-404a) jego udział w sprawności zależy od kierunku ruchu tłoka, przy ruchu w prawo natężenie strumienia wypływającego z siłownika jest φ razy mniejsze niż natężenie strumienia zasilającego komorę roboczą, a przy ruchu tłoka w lewo φ razy większe. Sprawność siłownika dwustronnego działania wg rys. I-176a, przy ruchu powrotnym tłoka, będzie więc mniejsza niż przy ruchu wysuwowym. W siłowniku wg rys. I-176b natężenia strumieni zasilającego i spływowego są jednakowe; siłownik ma konstrukcję symetryczną. W siłowniku nurnikowym nie ma strumienia spływowego, a więc opory hydrauliczne nie występują, przy założeniu że opory hydrauliczne w komorze roboczej są pomijalnie małe.

Ciśnienie p_t, niezbędne do pokonania oporów ruchu siłownika, zależy od konstrukcji siłownika, rodzaju uszczelnienia oraz warunków eksploatacji siłownika. Opór ruchu układu tłok-tłoczysko a zatem i ciśnienie p_t będzie w siłowniku dwustronnego działania większe przy ruchu powrotnym, ponieważ pod działaniem ciśnienia strumienia zasilającego są dwa węzły uszczelniające — tłoka i dławnicy. W ruchu wysuwowym opory ruchu zależą tylko od uszczelnienia tłoka, ponieważ uszczelnienie tłoczyska w dławnicy jest pod działaniem niewielkiego ciśnienia panującego po stronie spływowej. Jest oczywiste, że porównanie takie ma sens tylko przy założeniu takich samych wartości ciśnienia zasilania p_3 obu komór. W większości przypadków siłownik wykonuje pracę użyteczną tylko w jednym kierunku ruchu, natomiast ruch w kierunku przeciwnym jest ruchem jałowym napędzanego urządzenia. Znajomość sprawności ruchu jałowego jest mniej istotna. W siłowniku z dwustronnym tłoczyskiem, ze względu na jego symetrię, opory ruchu, wyrażane ciśnieniem p_t, będą jednakowe w obu kierunkach.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Opory ruchu osiągają większe wartości podczas rozruchu siłownika od wartości występujących w czasie ruchu ustalonego. Zależą one znacznie od czasu spoczynku tłoka przed jego uruchomieniem. Im dłużej bowiem układ tłok-tłoczysko pozostawał nieruchomy, tym nastąpiło lepsze przyssanie pierścieni uszczelniających do powierzchni uszczelnianych. Okresy rozruchu siłowników są jednak dość krótkie, nie trwają dłużej niż 0,1 s, a więc trudno byłoby uwzględnić ich wpływ na sprawność siłownika, odnoszoną do ruchu ustalonego.

Opory ruchu siłownika zależą od rodzaju uszczelnienia, a więc od jego kształtu konstrukcyjnego i rodzaju materiałów, z których jest ono wykonane. Uszczelnienia pakietowe np. są powodem kilkakrotnie razy większych oporów ruchu od pojedynczych pierścieni wargowych lub pierścieni o przekroju kołowym. Spośród cech materiałowych największy wpływ na siłę tarcia ma twardość pierścienia uszczelniającego.

Warunki eksploatacji siłowników są określone przez prędkość ruchu tłoka, ciśnienie robocze oraz temperaturę czynnika roboczego. Wpływ prędkości ruchu na opory ma istotny wpływ tylko w obszarze bardzo małych wartości prędkości. Dla prędkości tłoka powyżej 0,1 m/s zmiana oporów ruchu w węźle uszczelniającym jest niewielka. Większy wpływ na wartość oporów w gniazdach z pierścieniami samouszczelniającymi ma obciążenie p_3 siłownika. Ze wzrostem obciążenia opory wzrastają początkowo szybko, później po osiągnięciu pewnego stanu odkształcenia znacznie wolniej. Ponieważ obciążenie w zależnościach (I-404) występuje w mianowniku, więc sprawność w miarę wzrostu obciążenia przyjmuje większe wartości. Sprawności siłowników typowych, stosowanych najczęściej w maszynach, są duże, rzadko mniejsze niż 0,9.

5.3. Zasady doboru siłowników

Siłownik należy dobrać tak, aby był w stanie pokonać obciążenie zewnętrzne P, pochodzące od napędzanego mechanizmu lub urządzenia roboczego, z wymaganą prędkością. Przyjmując to obciążenie za punkt wyjścia oraz zakładając maksymalne ciśnienie p_3, jakie może zapewnić generator, wyznacza się *powierzchnię czynną układu tłok-tłoczysko* z zależności

$$F = \frac{P}{p_3 \eta_s} \tag{I-405}$$

W siłowniku jednostronnego działania będzie to powierzchnia tłoka lub nurnika, natomiast w siłowniku z jednostronnym tłoczyskiem albo powierzchnia tłoka (przy ruchu wysuwowym), albo różnica powierzchni tłoka i przekroju poprzecznego tłoczyska (przy ruchu powrotnym). Powierzchnia F jest podstawą do ustalenia średnic cylindra i tłoczyska, będących podstawą do obliczeń wytrzymałościowych elementów siłownika przy jego projektowaniu lub do wyboru odpowiedniego siłownika z katalogu typowych elementów, oferowanych przez wyspecjalizowanych producentów. Ciśnienie p_3 we wzorze (I-405) należy przyjmować nieco mniejsze niż ciśnienie robocze pompy, aby istniał zapas

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

niezbędny do pokonania oporów hydraulicznych w sieci między pompą a siłownikiem. Powierzchnia czynna tłoka oraz zadana jego prędkość v wyznaczają, zgodnie z równaniem ciągłości ruchu cieczy, chłonność siłownika, którą musi zapewnić źródło zasilające.

W siłownikach wg rys. I-175m, n są zadane moment i prędkość kątowa wałka wyjściowego. Sprawność tych siłowników jest niższa niż sprawność zwykłego siłownika, ponieważ do strat związanych z oporami ruchu tłoka dochodzą straty w elementach zamieniających ruch postępowo-zwrotny na ruch obrotowy. W siłowniku zębatkowym wg rys. I-175m *moment na wałku wyjściowym* siłownika

$$M_s = p_3 F \frac{d_p}{2} \eta_s \eta_z \tag{I-406}$$

gdzie: d_p — średnica podziałowa, η_z — sprawność zazębienia i łożyskowania koła zębatego.

Chłonność siłownika i *prędkość kątowa* są związane relacją

$$Q_s = \frac{d_p}{2} F\omega = qn \tag{I-407}$$

przy czym $q = \pi d_p F$ jest chłonnością właściwą siłownika, wyrażającą zapotrzebowanie cieczy, aby koło zębate mogło dokonać pełnego obrotu.

W siłowniku śrubowym wg rys. I-175n *moment na wałku wyjściowym* oblicza się jako

$$M_s = p_3 F \frac{d_s}{2} \operatorname{tg}(\alpha \pm \varrho) \eta_s \eta_{śr} \tag{I-408}$$

gdzie: α — kąt pochylenia linii śrubowej, ϱ — kąt tarcia na współpracujących powierzchniach gwintu o średniej średnicy roboczej d_s, η_s, $\eta_{śr}$ — sprawności odpowiednio, siłownika właściwego oraz mechanizmu śrubowego.

Na *sprawność mechanizmu śrubowego* $\eta_{śr}$ składają się sprawność gwintu oraz łożyskowanie nakrętki. Kąt pochylenia linii śrubowej przyjmuje się stosunkowo duży, zwykle 70°. *Chłonność siłownika śrubowego*

$$Q_s = \pi F d_s \operatorname{tg}\alpha n = qn \tag{I-409}$$

przy czym $q = \pi F d_s \operatorname{tg}\alpha$ jest chłonnością właściwą siłownika.

Siłownik z tłokiem wahadłowym wg rys. I-175o rozwija *moment na wałku wyjściowym*

$$M_s = p_3 F r = \frac{p_3 b (D^2 - d^2)}{8} \eta_s \tag{I-410}$$

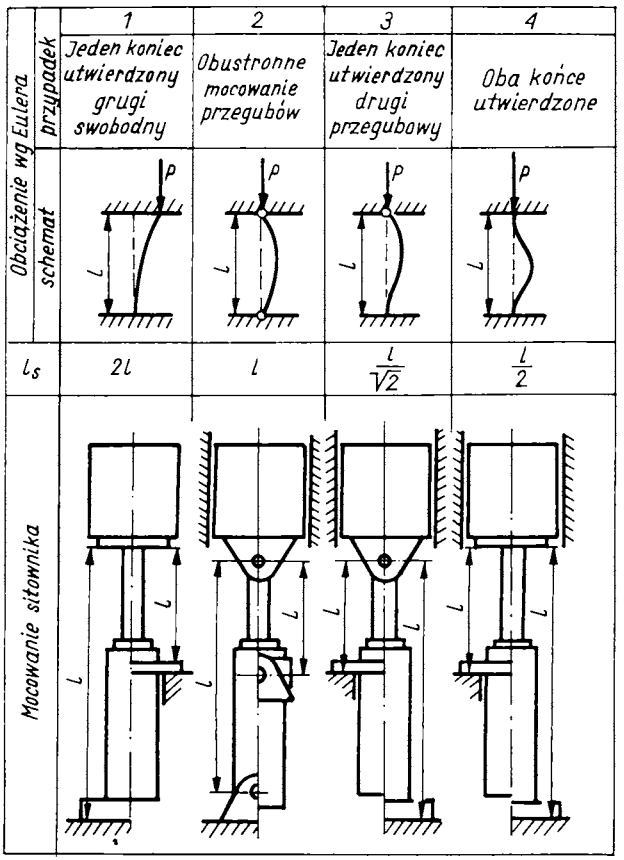
gdzie: $F = (D-d)b/2$ — powierzchnia czynna łopatki, przy szerokości b, $r = (D+d)/4$ — ramię działania wypadkowej siły wywołanej ciśnieniem, działającym na łopatkę.

Chłonność siłownika

$$Q_s = \omega F r = \omega b \frac{D^2 - d^2}{8} \tag{I-411}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Obliczenia wytrzymałościowe siłowników sprowadzają się w zasadzie do obliczeń grubości ścianki cylindra, sprawdzenia średnicy tłoczyska oraz przekrojów kołnierza, za pomocą którego cylinder jest mocowany do ramy maszyny, a także przekrojów niebezpiecznych końcówek oczkowych cylindra i tłoczyska. Cylinder rozpatruje się jako rurę grubościenną, tłoczyska natomiast sprawdza się na wyboczenie.



Rys. I-177
Wyboczenie tłoczyska siłowników

Sprawdzenie wytrzymałości na wyboczenie sprowadza się zwykle do wyznaczenia *krytycznej siły Eulerowskiej* wg wzoru

$$P_E = \frac{\pi^2 EJ}{l_s^2} \tag{I-412}$$

gdzie: E – moduł Younga materiału tłoczyska, J — moment bezwładności przekroju poprzecznego tłoczyska, l_s — swobodna długość wyboczeniowa zależna od sposobu mocowania siłownika. Wartość l_s — dla poszczególnych przypadków wyboczenia podano na rys. I-177.

Dopuszczalne obciążenie siłownika wyznacza się z siły krytycznej uwzględniając współczynnik bezpieczeństwa przyjmowany zwykle 3,5. Obliczenie to jest uproszczone; nie uwzględnia bowiem usztywnienia układu przez cylinder siłownika.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Sprawdzenie wytrzymałości siłownika na wyboczenie powinno być starannie dokonane dla siłowników wielkoskokowych pracujących w poziomie, ponieważ oprócz wyboczenia występuje tu dodatkowo ugięcie pod ciężarem własnym cylindra oraz w wyniku luzów między tłokiem a cylindrem oraz między tuleją prowadzącą a tłoczyskiem.

5.4. Odkształcenia cylindra

Cylinder siłownika doznaje deformacji elastycznych pod wpływem ciśnienia panującego w jego wnętrzu. Odkształcenia te wyrażają się zwiększeniem średnicy cylindra, a także jego długości wówczas, gdy cylinder jest mocowany za pomocą kołnierza po stronie tłoczyskowej. W wyniku tych odkształceń powstaje w cylindrze coś w rodzaju *przestrzeni pustej*, którą musi wypełnić zamknięty w nim czynnik roboczy. Nurnik lub tłok zamykający cylinder dozna zatem przemieszczenia, które sumuje się z przemieszczeniem wynikającym ze ściśliwości cieczy, omówionym bliżej w p. 2.2. Na skutek tego zwiększa się błąd położenia, zwłoka czasowa reakcji siłownika oraz energia sprężystości, oddawana w fazie jego dekompresji.

Wzrost średnicy cylindra — przy założeniu, że jest to naczynie grubościenne — można wyznaczyć, korzystając z zagadnienia Lamego [36], ze wzoru

$$\Delta d = \Delta p \frac{d}{E}\left(\frac{\varkappa^2+1}{\varkappa^2-1}+\nu\right) \tag{I-413}$$

gdzie: $\varkappa = d_z/d_w$; d_z, d_w — średnice zewnętrzna i wewnętrzna cylindra, ν — współczynnik Poissona, E — moduł sprężystości materiału, z którego jest wykonany cylinder.

Wzrost objętości cylindra

$$\Delta V_d = \frac{\pi}{4}(d+\Delta d)^2 s - \frac{\pi d^2}{4} s$$

Po przekształceniach, odrzuceniu małych drugiego rzędu oraz podstawieniu wzoru (I-413) otrzymuje się ostatecznie wzór na obliczenie *wzrostu objętości cylindra*

$$\Delta V = \frac{\pi d^2}{4}\frac{2\Delta p s}{E}\left(\frac{\varkappa^2+1}{\varkappa^2-1}+\nu\right) \tag{I-414}$$

gdzie s — odległość tłoka od denka cylindra.

Po podzieleniu obustronnie zależności (I-413) przez powierzchnię czynną tłoka uzyskuje się *przemieszczenie tłoka Δs_d w wyniku zwiększenia się średnicy cylindra*

$$\Delta s_d = \frac{2\Delta p s}{E}\left(\frac{\varkappa^2+1}{\varkappa^2-1}+\nu\right) \tag{I-415}$$

Przemieszczenie tłoka Δs_l na skutek wydłużenia się cylindra, umocowanego za pomocą kołnierza po stronie tłoczyska, można wyznaczyć na podstawie naprężeń rozciągających w przekroju poprzecznym cylindra. Ponieważ

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

$$\sigma_l = \frac{\Delta p}{\varkappa^2 - 1} = \varepsilon E = \frac{\Delta s_l}{s}$$

więc

$$\Delta s_l = \frac{\sigma_l}{E} s = \frac{\Delta p s}{(\varkappa^2 - 1)E} \tag{I-416}$$

Przykład. Po przyjęciu tych samych danych, co w przykładzie obliczeniowym w p. 2.2 i dodatkowo $d_z = 58$ mm, $d_w = 50$ mm, czyli $\varkappa = 1{,}16$, $E = 2 \cdot 10^5$ MPa oraz $\nu = 0{,}25$ otrzymuje się:

— przemieszczenie tłoka na skutek zwiększenia średnicy cylindra

$$\Delta s_d = \frac{2 \cdot 10 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5}\left(\frac{1{,}16^2 + 1}{1{,}16^2 - 1} + 0{,}25\right) = 0{,}7 \text{ mm}$$

— przemieszczenie tłoka na skutek wydłużenia cylindra

$$\Delta s_l = \frac{10 \cdot 10^3}{(1{,}16^2 - 1)2 \cdot 10^5} = 0{,}14 \text{ mm}$$

Z przykładu wynika, że odkształcenia osiowe cylindra mają znacznie mniejszy udział niż jego odkształcenia promieniowe. Po zestawieniu sumy obu wartości równej 0,84 mm, z wartością wynikającą ze ściśliwości cieczy i wynoszącą $s = 6{,}5$ mm (patrz przykład w p. 2.2), widać wyraźnie że odkształcenia sprężyste cylindra dają o rząd mniejsze przemieszczenia od tych, które są związane ze ściśliwością ciekłego czynnika roboczego.

Wzór (I-20) na przemieszczenie tłoka jest ważny tylko dla siłowników tłokowych. W siłownikach nurnikowych wg rys. I-176c należy przy obliczaniu przemieszczeń nurnika na skutek ściśliwości cieczy korzystać z zależności

$$\Delta s = \beta \Delta p \frac{F_1}{F_2} s \tag{I-417}$$

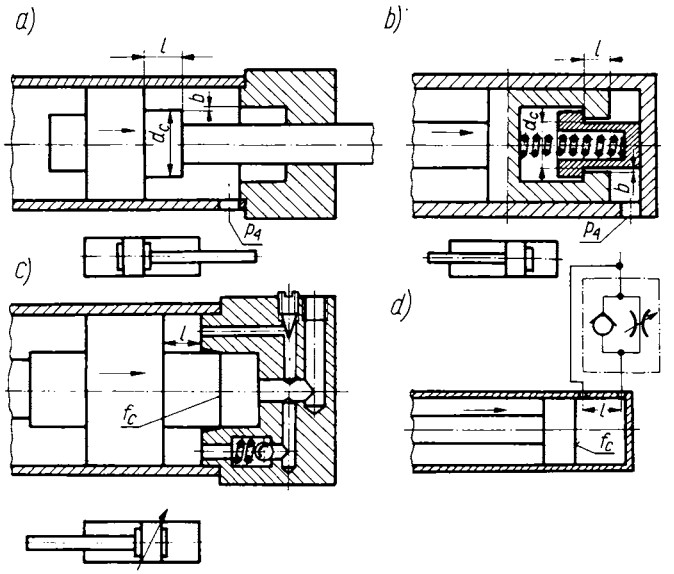
Wartości przemieszczeń zwiększają się zatem w porównaniu z silnikiem tłokowym F_1/F_2 razy, przy czym F_1 jest powierzchnią przekroju cylindra, a F_2 — powierzchnią czynną nurnika.

5.5 Hamowanie dobiegu tłoka

W końcowej fazie ruchu siłowników, w okolicy skrajnych położeń tłoka w cylindrze, zachodzi niebezpieczeństwo uderzenia tłoka o denka zamykające komorę roboczą cylindra. Uderzenia te byłyby tym groźniejsze, im większe masy są związane z tłoczyskiem oraz im większe są prędkości tłoka. W celu wyeliminowania ewentualności występowania tych uderzeń należy dokonać zmniejszenia prędkości tłoka do zera w końcowej fazie jego skoku, zanim osiągnie swe skrajne położenie. W literaturze panuje przekonanie, że zabiegi te są bezwzględną koniecznością przy prędkości tłoka $v \geqslant 0{,}1$ m/s. Wyhamowanie dobiegu tłoka do denek można uzyskać, przewidując w konstrukcji cylindra lub też poza nim dławienie po stronie spływu. Niektóre ze stosowanych sposobów rozwiązania tego problemu przedstawiono na rys. I-178.

Na rys. I-178a wyjaśniono zasadę hamowania dobiegu za pomocą szczeliny pierścieniowej utworzonej przez czop wchodzący w komorę amortyzującą,

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-178
Hamowanie dobiegu tłoka za pomocą: a), b) dławienia w szczelinie pierścieniowej, c) zaworu dławiącego w denku, d) zaworu dławiącego poza siłownikiem

znajdującą się w denku. Wytłaczany z komory czopem czynnik roboczy jest dławiony w szczelinie o odpowiednio dobranej grubości *b*. Hamowanie dobiegu odbywa się na drodze *l*. Komorę amortyzującą można usytuować w tłoku, jak to pokazano na rys. I-178b. Komorę tę zamyka tłoczek, utrzymywany w skrajnym zewnętrznym położeniu względem tłoka głównego za pomocą sprężyny. Przy zetknięciu się tłoczka z denkiem wypływ czynnika z komory amortyzującej odbywa się szczeliną utworzoną przez tłoczek i otwór w tłoku głównym. W rozwiązaniu wg rys. I-178c wyhamowanie dobiegu tłoka jest uzyskiwane za pomocą nastawnego zaworu dławiącego wbudowanego w denko. W chwili, gdy związany z tłokiem czop zamknie otwór spływowy w denku, wypływ czynnika z komory roboczej jest możliwy tylko otworem górnym i dalej przez szczelinę zaworu dławiącego. U dołu, w pokrywie znajduje się zawór zwrotny, odcinający szczelnie komorę roboczą cylindra od kanału wylotowego. Przy ruchu tłoka w odwrotnym kierunku zawór otwiera się, umożliwiając nieskrępowane napełnianie cylindra. Na rys. I-178d przedstawiono schematycznie siłownik, w którym zawory — dławiący i zwrotny — usytuowano na linii spływowej poza cylindrem siłownika. Poszczególne rozwiązania hamowania dobiegu tłoka na rys. I-178 uzupełniono symbolami graficznymi cylindrów. Założono przy tym, że rozwiązania wg rys. I-178a, c znajdują się po obu stronach siłownika, a rozwiązanie na rys. I-178b — tylko po jednej stronie.

Zaprojektowanie dobiegu tłoka sprowadza się do wyznaczenia wymiarów szczeliny tłumiącej. Korzysta się przy tym z warunku zachowania energii w postaci

$$\frac{mv^2}{2} = Pl$$

gdzie: m — masa tłoka i związanego z nim obciążenia, v — prędkość tłoka, P — średnia wartość siły tłumiącej na drodze hamowania l (rys. I-178a, b).

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Lewa strona równości wyraża energię kinetyczną mas związanych z tłokiem, prawa natomiast — pracę tłumienia.

Średnia wartość siły tłumiącej

$$P = \frac{mv^2}{2l}$$

podzielona przez powierzchnię czopa $f_c = \pi d_c^2/4$ daje *średnią wartość ciśnienia w komorze tłumiącej*

$$p = \frac{mv^2}{2f_c l} \tag{I-418}$$

Pomijając oddziaływanie przeciwciśnienia p_4, panującego w komorze roboczej cylindra, można założyć, że ciśnienie to jest równe spadkowi ciśnienia na szczelinie obwodowej.

Wychodząc z równania przepływu przez zwężkę można wyznaczyć *powierzchnię czynną szczeliny* jako

$$f = \frac{Q}{C_q}\sqrt{\frac{\varrho}{2p}} \tag{I-419}$$

Natężenie przepływu przez szczelinę wyraża zależność

$$Q = \frac{f_c l}{t} = \frac{f_c v}{4} \tag{I-420}$$

w której $t = 2v/a$ jest czasem dobiegu tłoka przy opóźnieniu $a = v^2/2l$.

Podstawiając wzory (I-418) i (I-420) do zależności (I-419), otrzymuje się ostatecznie powierzchnię czynną szczeliny

$$f = \frac{f_c}{4C_q}\sqrt{\frac{\varrho f_c l}{m}} \tag{I-421}$$

Jeśli założyć średnicę czopa d_c, to *grubość szczeliny b* można wyznaczyć z zależności

$$b = \frac{f}{\pi d_c} = \frac{f_c}{4\pi d_c C_q}\sqrt{\frac{\varrho f_c l}{m}} \tag{I-421a}$$

W rozwiązaniach wg rys. I-178c, d zależność (I-420) służy do wyznaczenia przekroju szczeliny igłowego zaworu dławiącego. Powierzchnia f_c wyraża w tym wypadku powierzchnię czynną tłoka. Trzpień zaworu dławiącego służy do nastawy powierzchni czynnej szczeliny dławiącej, przez co uzyskuje się możliwość dostosowania hamowania dobiegu do aktualnych warunków obciążenia siłownika.

5.6. Uszczelnienia

Siłownik może spełniać właściwie swoją rolę w układzie tylko wówczas, gdy będzie utrzymywał pełną szczelność zarówno zewnętrzną, jak i wewnętrzną.

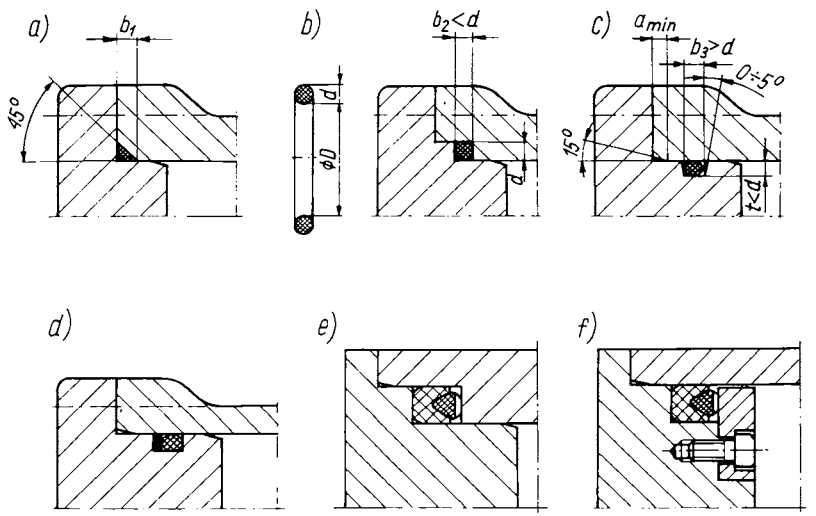
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Wycieki zewnętrzne czynnika roboczego mogą występować w połączeniach denek z cylindrem oraz w dławnicy tłoczyska lub nurnika. O nieszczelnościach wewnętrznych można natomiast mówić przy tłoku oddzielającym obie komory robocze siłownika.

Ze względu na rodzaj pracy uszczelnienia dzieli się na *uszczelnienia spoczynkowe*, zwane także w literaturze *statycznymi*, i na *uszczelnienia ruchowe*. Uszczelnienia spoczynkowe występują w siłownikach przy uszczelnianiu denek, nieruchomo w cylindrze osadzonych tulei prowadzących tłoczysko, a także przy uszczelnianiu przyłączy rurowych.

W obecnie produkowanych siłownikach stosuje się prawie wyłącznie *uszczelnienia za pomocą pierścieni samouszczelniających* zarówno w przypadku połączeń spoczynkowych, jak i ruchowych. Samouszczelniające działanie pierścieni polega na ich deformacji pod wpływem ciśnienia i docisku do powierzchni uszczelnianych tym większym, im wyższe jest ciśnienie czynnika. Pierścienie samouszczelniające wykonuje się z gumy olejoodpornej, często wzmacnianej tkaniną, oraz z tworzyw sztucznych różnego rodzaju, aby mogły spełnić różnorodne wymagania wynikające z warunków eksploatacji.

Na rys. I-179 przedstawiono przykłady rozwiązań węzłów uszczelniających połączeń spoczynkowych za pomocą *pierścieni o przekroju okrągłym*, typu O oraz *tkaninowo-gumowych pierścieni rowkowych z gumowym pierścieniem podporowym*. Pierścień o przekroju okrągłym musi być zabudowany z pewnym zaciskiem wstępnym, który zależnie od miejsca zabudowy może być osiowy (rys. I-179a, b) lub promieniowy (rys. I-179c, d). Rowki i wytoczenia pod pierścień muszą być więc poprawnie zwymiarowane. Normy przedmiotowe oraz katalogi firmowe podają wymiary rowków dla każdej średnicy przekroju pierścienia. Zabudowa pierścienia wg rys. I-179b jest korzystniejsza, ponieważ pozwala osiągać większe dokładności wymiarów rowka oraz dlatego, że odkształcenia śrub mocujących denko do cylindra nie wywierają tak szkodliwego wpływu na pracę pierścienia,



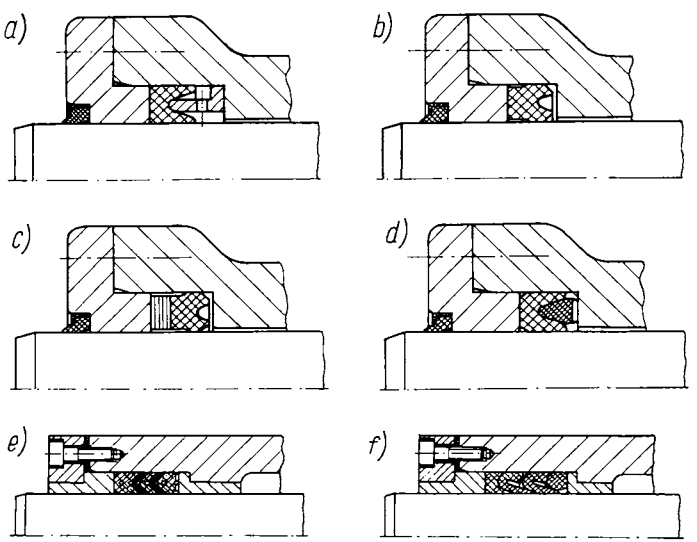
Rys. I-179. Przykłady uszczelnień spoczynkowych w siłownikach: od a) do d) pierścieniami o przekroju kołowym, e), f) pierścieniami rowkowymi

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

jak w przypadku zabudowy wg rys. I-179a. Zabudowa pierścienia zgodnie z rys. I-179c jest najkorzystniejsza. W cylindrach o większych średnicach, dla których tolerancje wykonania są większe, może jednak wystąpić zbyt duży luz między uszczelnianymi powierzchniami. Luz ten może ulegać jeszcze dalszemu zwiększeniu na skutek sprężystych odkształceń cylindra. Znajdujący się pod działaniem ciśnienia pierścień będzie wówczas wpychany w szczelinę i może ulec szybkiemu uszkodzeniu. Niebezpieczeństwo to usuwa *pierścień rozprężny* z tworzyw sztucznych — najczęściej teflonowy — współpracujący ze zwykłym pierścieniem typu O, odcinając mu dostęp do szczeliny (rys. I-179d). Węzeł uszczelniający wg rys. I-179e znajduje również zastosowanie jako uszczelnienie zewnętrznych powierzchni tulei prowadzących tłoczysko lub nurnik.

Na rys. I-179e, f podano przykłady połączeń spoczynkowych cylindra z denkiem, uszczelnionych tkaninowo-gumowymi pierścieniami rowkowymi. Właściwy pierścień uszczelniający jest uzupełniony dodatkowym *pierścieniem podporowym*, służącym do rozpierania warg pierścienia właściwego i zwiększania w ten sposób ich docisku do powierzchni uszczelnianych. Pierścień podporowy może być luźny lub zwulkanizowany z pierścieniem rowkowym. Oba pierścienie tworzą uszczelnienie mało wrażliwe na zmiany luzów między łączonymi elementami i dlatego nadają się do siłowników dużych średnic oraz narażonych na częste uderzeniowe wzrosty ciśnień, z jakimi należy się liczyć np. w ciężkich maszynach roboczych.

Na rys. I-180 zestawiono typowe przykłady uszczelnień tłoczysk proponowane przez firmę MARTIN MERKEL KG (RFN). Pierścień wg rys. I-180a, z metalowym pierścieniem podporowym, jest stosowany obecnie bardzo rzadko. Zadaniem pierścienia podporowego miało być bowiem przeciwstawienie się cofaniu pierścienia właściwego przy ruchu wsuwowym tłoczyska. Ponieważ



Rys. I-180. Przykłady uszczelnień tłoczyska pierścieniami rowkowymi i wieloelementowymi: a) pierścień rowkowy z metalowym pierścieniem podporowym, b) pierścień rowkowy, c) pierścień rowkowy wzmocniony, d) pierścień rowkowy z gumowym pierścieniem podporowym, e) uszczelnienie pakietowe typu V, f) uszczelnienie pakietowe wargowe

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

i w tej fazie pracy siłownika w cylindrze panuje nadciśnienie, wynikające z oporów przepływu czynnika, wystarczające do tego, aby zapobiec zabieraniu pierścienia przez tłoczysko, więc stosowanie pierścieni podporowych nie znajduje uzasadnienia. Obecnie produkowane pierścienie rowkowe są tak ukształtowane, że również podczas rozruchu nie ma niebezpieczeństwa uszkodzeń tylnej czołowej jego powierzchni w wyniku uderzeń o denko cylindra. Współczesny pierścień rowkowy tego typu przedstawiono na rys. I-180b. Wykonuje się go zwykle z jednorodnego elastomeru i dobrze pracuje nawet przy wyższych ciśnieniach. Pierścień wg rys. I-180c w tylnej części wzmocniono tkaniną, w wyniku czego stał się bardziej odporny na niszczące oddziaływanie szczelin. Część tylna uszczelki spełnia także rolę zasobnika smaru, poprawiając warunki współpracy pierścienia uszczelniającego z powierzchnią tłoczyska. Współcześnie najczęściej jednak stosuje się tkaninowo-gumowe pierścienie rowkowe z gumowym pierścieniem podporowym. Docisk wstępny do powierzchni uszczelnianych zapewnia od czoła pierścień podporowy, znajdujący się pod naporem czynnika roboczego. Uszczelnienie to ma zatem większą trwałość, w porównaniu z pierścieniami wg rys. I-180b, c, gdzie docisk wstępny jest wywołany naprężeniami obwodowymi odkształcanych warg.

W ciężkich warunkach eksploatacji cylindrów, wyrażających się wyższymi od normalnych temperaturami, powtarzającymi się okresowo uderzeniowymi wzrostami ciśnień, przy dużych częstotliwościach włączenia oraz przy większych prędkościach tłoka, pierścienie rowkowe mogą okazać się mało trwałe. W tych wypadkach znacznie lepiej sprawdzają się *uszczelnienia pakietowe* typu V (rys. I-180e) lub *wargowe* (rys. I-180f). W uszczelnieniach pakietowych typu V między trzema właściwymi pierścieniami tkaninowymi znajdują się zwykle pierścienie z tworzyw sztucznych. Pierścienie zewnętrzne są zwykle tkaninowe, impregnowane tworzywami sztucznymi o dużej odporności na ścieranie. Większa liczba pierścieni z różnych materiałów zapewnia szczelność, odporność na drgania i dużą trwałość uszczelnienia. Uszczelnienie wg rys. I-180f, składające się z dwu pierścieni wargowych oraz pierścieni podporowego i ciśnieniowego, nadaje się szczególnie do cylindrów, w których większa część skoku odbywa się przy stosunkowo niewielkich ciśnieniach, a ciśnienie maksymalne występuje tylko w końcowej fazie ruchu tłoka. Zaletą tego uszczelnienia jest niewielkie tarcie przy małych obciążeniach siłownika. Stosunkowo długie wargi pierścieni uszczelniających sprawiają, że uszczelnienie jest niewrażliwe na zmiany luzów w szczelinie, powstałe w wyniku zużycia tłoczyska lub nurnika na określonej jego długości. Może to mieć miejsce np. w siłownikach nurnikowych pras, które pracują długotrwale z tym samym, stale powtarzającym się, skokiem związanym z systematyczną powtarzalnością tych samych operacji.

We wszystkich obecnie produkowanych siłownikach właściwe uszczelnienia tłoków i nurników uzupełniają dodatkowe *pierścienie zgarniające*, montowane w czołowej części denka (rys. I-180a, do d). Zadaniem ich jest chronić uszczelnienie, a także elementy prowadzące, przed zanieczyszczeniami osiadającymi na powierzchni tłoczyska lub nurnika. Pierścienie zgarniające wykonuje się z odpornych na ścieranie mieszanek z kauczuku syntetycznego. Sprężystość tych materiałów jest z reguły mniejsza niż materiałów pierścieni

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

uszczelniających. Chodzi bowiem o to, aby pierścień usuwał zanieczyszczenia stałe — pozostawiając na powierzchni warstwę oleju niezbędną do smarowania współpracujących powierzchni tłoczyska, prowadnic i uszczelnień. Dla tłoczysk o większych średnicach pierścienie zgarniające z jednorodnego elastomeru można osadzać w rowkach. Przy mniejszych średnicach stosuje się raczej pierścienie w obudowie metalowej, wciśnięte w wytoczenie denka (rys. I-180). Jeśli cylinder ma pracować w warunkach dużego zapylenia, to należy raczej stosować osłony mieszkowe na tłoczysku.

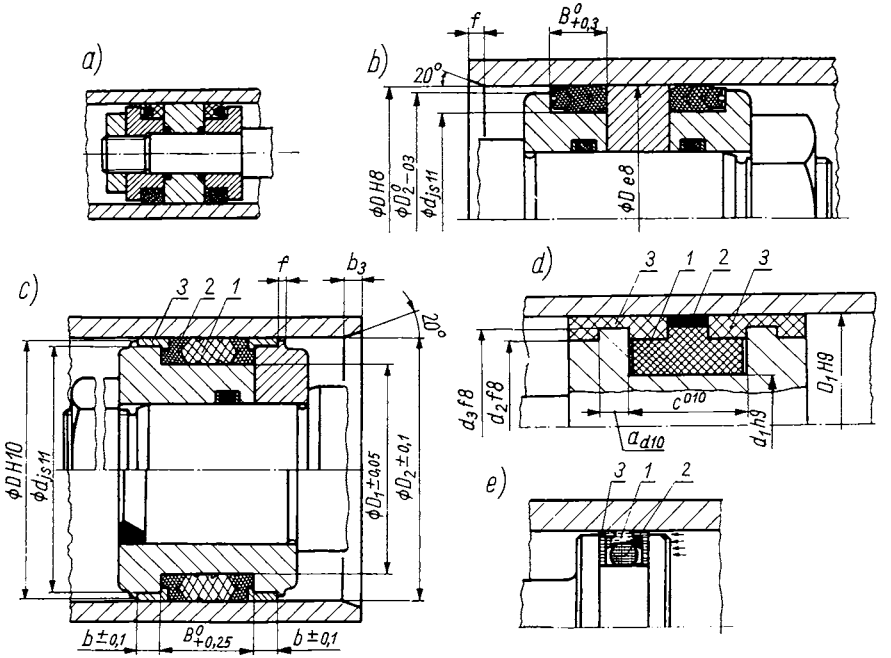
Uszczelnienie tłoka oddziela obie przestrzenie robocze siłownika dwustronnego działania, w których z reguły panują różne ciśnienia. Węzły uszczelniające tłok powinny być tak rozwiązane, aby zapewnić dobre smarowanie współpracujących powierzchni. Większe w porównaniu z metalami współczynniki rozszerzalności cieplnej materiałów stosowanych do wyrobu uszczelnień sprawiają, że ze wzrostem temperatury wzrastają opory tarcia.

Może się zdarzyć, że docisk uszczelnienia do gładzi cylindrowej na skutek rozszerzalności wzrośnie do tego stopnia, że smar będzie całkowicie usunięty, w wyniku czego wzrośnie szybkość zużywania się uszczelnień. Zwiększenie się średnicy cylindra na skutek odkształceń sprężystych pod obciążeniem oddziałuje kompensująco, lecz nie zawsze w wystarczającym stopniu. W tej sytuacji pierścienie wykonane z jednorodnego materiału, np. typu O, mogą być stosowane jedynie do uszczelnienia tłoków o małej średnicy w siłownikach przewidzianych do pracy przy niskich ciśnieniach. Uszczelnienia zbrojone tkaniną mają mniejszą rozszerzalność cieplną. Tłumaczy się to tym, że udział elastomerów w całej objętości uszczelnienia jest niewielki, a ich rozszerzalność jest w dużym stopniu kompensowana ściśliwością tkaniny. W węzłach uszczelniających tłoki stosuje się więc powszechnie uszczelnienia tkaninowo-gumowe w postaci pierścieni rowkowych, wieloelementowe uszczelnienia typu V lub o specjalnym profilu i o zróżnicowanych materiałach, z których są wykonane poszczególne elementy. Zasadą podstawową uszczelnienia tłoka powinna być symetria względem osi poprzecznej tłoka, aby zapewnić szczelność przy obciążeniu tłoka z obu stron.

Na rys. I-181 podano przykłady stosowanych *uszczelnień tłoka*. Na rys. I-181a podano przykład zastosowania symetrycznie względem osi tłoka usytuowanych pierścieni rowkowych, tkaninowo-gumowych z gumowym pierścieniem podporowym. Na rys. I-181b przedstawiono przykład uszczelnienia za pomocą wieloelementowych, tkaninowo-gumowych pierścieni typu V, podobnych pod względem kształtu i materiałów do uszczelnień tłoczyska wg rys. I-180e. Na rys. I-181c, d, e przedstawiono konstrukcje specjalnych uszczelnień wieloelementowych stosowanych przy wysokich ciśnieniach, osiągających nawet 63 MPa. Uszczelnienia te mają budowę symetryczną, a więc mogą pracować w obu kierunkach.

Uszczelnienie wg rys. I-181c składa się z jednorodnego pierścienia gumowego *1* i dwóch zwulkanizowanych z nim tkaninowo-gumowych pierścieni podporowych *2*. Pierścień wewnętrzny ma na powierzchniach — wewnętrznej i zewnętrznej — rowkowania umożliwiające dobre smarowanie współpracujących powierzchni oraz nacisk wstępny gwarantujący szczelność w stanie

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-181. Przykłady uszczelnień tłoka: a) pierścień rowkowy, b) uszczelnienie typu V, c) uszczelnienie wieloelementowe firmy STEFA (Szwecja), d), e) uszczelnienia wieloelementowe firmy HUNGER (RFN)

nieobciążonym siłownika. Wyciskaniu uszczelnienia do szczeliny między gładzią cylindra a tłokiem zapobiegają pierścienie prowadzące *3* z twardych tworzyw sztucznych. Wszystkie pierścienie są rozcięte w celu ułatwienia montażu na tłoku.

Na rys. I-181d przedstawiono układ uszczelniający produkowany i stosowany w siłownikach przez firmę HUNGER (RFN). Uszczelnienie składa się z poliuretanowego pierścienia wewnętrznego *1*, pierścienia ślizgowego *2* oraz dwóch pierścieni prowadzących *3*. Pierścień ślizgowy jest wykonany z policzterofluoroetylenu PTFE z domieszką brązu, natomiast pierścienie prowadzące — z czystej mieszaniny tworzyw sztucznych. Elastyczny pierścień wewnętrzny *1* zapewnia docisk wstępny pierścienia ślizgowego i pierścieni prowadzących do gładzi cylindrowej. Docisk ten jest wystarczający do tego, aby zapewnić szczelność tłoka nieobciążonego. Pod wpływem ciśnienia pierścień wewnętrzny jest odkształcany w kierunku osiowym, powodując dociskanie pierścienia *2* do ścianki cylindra. Takiemu samemu działaniu podlegają również pierścienie prowadzące *3*, eliminujące do zera luz między nimi a ścianką cylindra, wynikający również z odkształceń sprężystych cylindra pod obciążeniem. Pierścień ślizgowy nie ma więc możliwości wypływania do szczeliny. Uszczelnienia te odznaczają się małymi współczynnikami tarcia i dużą trwałością, eliminują całkowicie niebezpieczeństwo występowania drgań relaksacyjnych (stick-slip), wymagają jednak chropowatości R_a nie większych niż 1,5 μm.

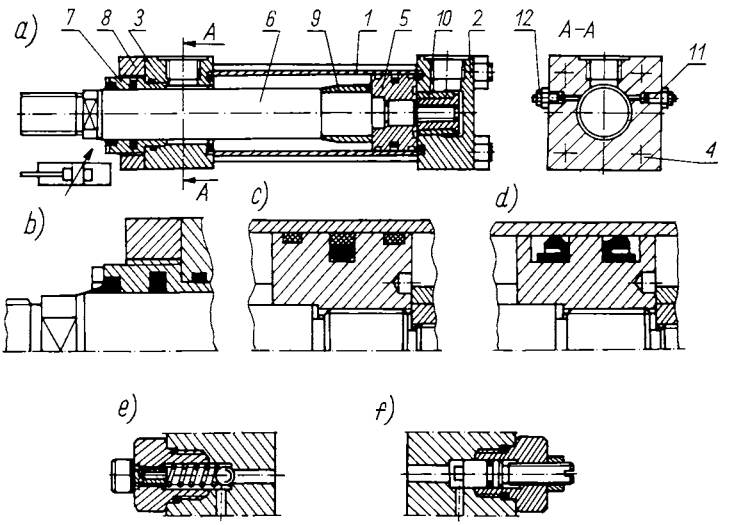
Małogabarytowe uszczelnienie wg rys. I-181e, również produkcji firmy HUNGER, składa się z pierścienia ślizgowego *1*, współpracującego z pierścieniem typu O oraz dwóch pierścieni zamykających *3*. Funkcję uszczelnienia

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

spełnia pierścień ślizgowy, który jest dociskany wstępnie do gładzi cylindrowej elastycznym pierścieniem o przekroju okrągłym. Pierścień ślizgowy jest wykonany z mieszanki PTFE, natomiast pierścienie zamykające — z twardszego tworzywa sztucznego o dobrych własnościach ślizgowych nawet przy tarciu suchym. Zasada działania uszczelnienia jest analogiczna do uszczelnienia poprzedniego. Uszczelnienie może być także uzupełnione pierścieniami prowadzącymi, likwidującymi całkowicie kontakt metaliczny tłoka i cylindra.

5.7. Przykłady konstrukcji siłowników

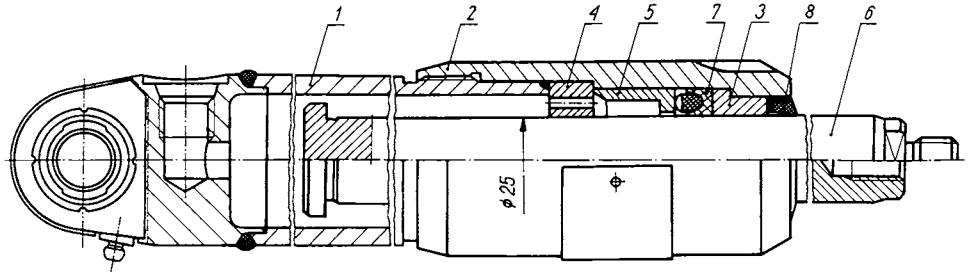
Na rys. I-182 przedstawiono tanią konstrukcję produkowanego seryjnie *siłownika montowanego z elementów podstawowych wg żądań producentów maszyn.* Konstrukcja ta, f-my REXROTH (RFN), znajduje szerokie zastosowanie w budowie obrabiarek i w układach taśm montażowych i liniach produkcji wielkoseryjnej, gdzie nominalne ciśnienia robocze nie przekraczają kilkunastu MPa.



Rys. I-182. Siłownik składany, firmy REXROTH (RFN): a) konstrukcja, b) uszczelnienie tłoczyska, c), d) uszczelnienie tłoka, e) zawór odpowietrzający, f) zawór dławiący; *1* — cylinder, *2*, *3* — głowice tylna i przednia, *4* — cięgno śrubowe, *5* — tłok, *6* — tłoczysko, *7* — tuleja prowadząca, *8* — kołnierz mocujący, *9*, *10* — tuleje dławiące, *11* — zawór dławiący, *12* — zawór odpowietrzający

Siłownik (rys. I-182a) składa się z właściwego cylindra *1*, wykonanego ze stalowej rury precyzyjnej bez szwu o chropowatości $R_a \leqslant 1{,}6$ μm, oraz głowic tylnej *2* i przedniej *3*, wykonanych z żeliwa sferoidalnego. Elementy te są skręcone za pomocą czterech cięgien śrubowych *4*. Połączenie tłoka *5* z tłoczyskiem *6* jest gwintowe. Tłoczysko *6* jest prowadzone w tulei *7* osadzonej w głowicy przedniej uzupełnionej, w konstrukcji pokazanej na rys. I-182a, kołnierzem *8* do mocowania siłownika. Na tłoczysku, po obu stronach tłoka osadzone są tuleje *9* i *10*, które wchodząc do komór dławiących w głowicach umożliwiają hamowanie dobiegu

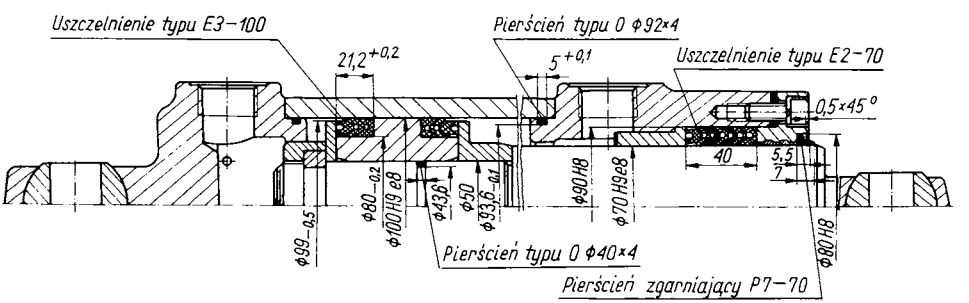
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-183. Siłownik nurnikowy: *1* — cylinder, *2* — głowica przednia, *3* — tuleja prowadząca, *4* — tuleja podtrzymująca, *5* — tuleja dystansowa, *6* — tłoczysko, *7* — pierścień rowkowy, *8* — pierścień zgarniający

tłoka w okolicy skrajnych jego położeń. Nastawny zawór dławiący *11* (o konstrukcji wg rys. I-182f), znajdujący się w każdej z głowic, zapewnia możliwość wpływania na wartość drogi hamowania przy danym obciążeniu siłownika. W głowicach znajdują się również zawory odpowietrzające *12* (rys. I-182e). Wymiary obu zaworów są identyczne tak, że są w pełni zamienne. Tłoczysko (rys. I-182b) jest uszczelnione specjalnej konstrukcji uszczelką o małych oporach tarcia. W czołowej powierzchni tulei prowadzącej jest wmontowany typowy pierścień zgarniający. Rys. I-182c i d przedstawiają możliwe uszczelnienia tłoka w cylindrze. Uszczelnienie wg rys. I-182c charakteryzuje się bardzo małymi oporami tarcia.

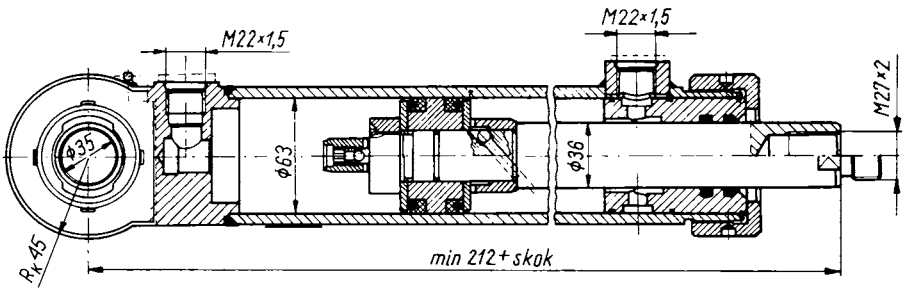
Na rys. I-183 przedstawiono *siłownik nurnikowy typu SN-25*, produkcji Zakładu Elementów Hydrauliki Siłowej w Lubaniu Śląskim. Tuleja cylindrowa *1* stanowi jedną całość z głowicą tylną, przystosowaną do zamocowania na sworzniu i wyposażoną w tuleję wahliwą, co pozwala uzyskać w pełni przegubowe podparcie siłownika. Nurnik *6* jest prowadzony w głowicy *2* za pomocą układu, składającego się z tulei prowadzącej *3* i podtrzymującej *4*. Do uszczelnienia zewnętrznego nurnika służy pierścień rowkowy typu UT produkcji Zakładu Uszczelnień Technicznych INCO, Wrocław. Pierścień jest podparty z jednej strony tuleją dystansową *5*, z drugiej — tuleją prowadzącą *3*. Głowicę przednią *2* zamyka od czoła pierścień zgarniający w obudowie metalowej, również produkcji INCO. Zakończenie nurnika gwintem umożliwia montaż, zależnie od potrzeb, albo końcówki kulistej, albo oczkowej z tuleją wahliwą, jak po stronie główki tylnej. Siłownik jest przewidziany do pracy przy ciśnieniu nominalnym 16 MPa.



Rys. I-184. Przykładowe pasowania i odchyłki w obudowie siłowników wg firmy MERKEL (RFN)

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Na rys. I-184 jest przedstawiony *siłownik dwustronnego działania*, stosowany w maszynach budowlanych. Na rysunku naniesiono wymiary, z układem pasowań i odchyłek proponowanych dla poszczególnych węzłów konstrukcyjnych siłownika przez firmę MERKEL (RFN). Do uszczelnienia tłoka służą pakiety trzyelementowe typu V o średnicy zewnętrznej 100 mm. Tłoczysko jest uszczelnione siedmioelementowym pakietem tego samego typu lecz o średnicy 70 mm. Tłoczysko jest prowadzone w tulei metalowej od strony wnętrza oraz w tulei z tworzywa sztucznego, znajdującej się w pokrywie. Szczelność połączeń spoczynkowych głowic z tuleją cylindrową gwarantują pierścienie typu O o wymiarach $\varnothing 92 \times 4$. Uszczelnienie komór roboczych na połączeniu tłoka z tłoczyskiem gwarantuje również pierścień typu O, lecz o wymiarach $\varnothing 40 \times 4$. Hamowanie dobiegu tłoka jest obustronne typu szczelinowego.

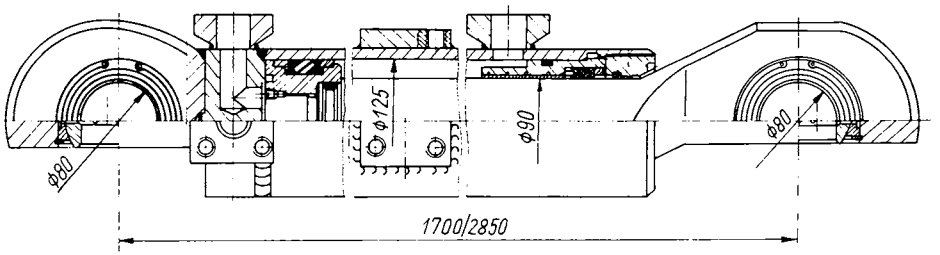


Rys. I-185. Siłownik dwustronnego działania, typu CJZD-63/36 produkcji ZAKŁADU ELEMENTÓW HYDRAULIKI SIŁOWEJ, Lubań Śląski

Na rys. I-185 jest przedstawiona konstrukcja siłownika dwustronnego działania o średnicy tłoka 63 mm i tłoczyska 36 mm, na obciążenie nominalne 16 MPa. Cylinder jest zespawany z głowicą tylną, wyposażoną w wahliwe łożysko oczkowe, a w części przedniej zamknięty tuleją prowadzącą i nakrętką. Tłoczysko jest uszczelnione pierścieniem rowkowym z dodatkowym pierścieniem podporowym oraz chronione za pomocą pierścienia zgarniającego. Tłok jest uszczelniony za pomocą dwu pierścieni rowkowych typu U. Do wszystkich pozostałych uszczelnień spoczynkowych zastosowano pierścienie o przekroju okrągłym. Siłownik ma dwustronnie hamowany dobieg tłoka za pomocą szczelin dławiących. Po stronie głowicy tylnej tłoczysko jest zakończone czopem, który — wchodząc do otworu w głowicy — tworzy szczelinę dławiącą. Kulkowy zawór zwrotny zabudowany wewnątrz czopa jest wówczas zamknięty. Przy ruchu wysuwowym tłoczyska zawór ten otwiera się, umożliwiając nieskrępowane napełnienie komory roboczej. Taki sam system przyjęto również do hamowania dobiegu tłoka do dławnicy. W ukośnie względem osi tłoczyska usytuowanym otworze kulka spełnia rolę zaworu zwrotnego.

Na rys. I-186 podano przykład *siłownika stosowanego w samojezdnych maszynach roboczych*. Średnica tłoka wynosi 125 mm, a tłoczyska 90 mm. Siłownik jest przewidziany na obciążenia nominalne 28 MPa. Tłok uszczelniono wieloelementowym pakietem wg rys. I-181c, natomiast tłoczysko — pakietem typu V wg rys. I-181b. Siłownik nie ma wbudowanych urządzeń hamowania

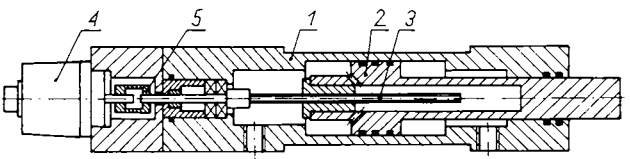
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-186. Siłownik dwustronnego działania produkcji FMB BUMAR-HYDROMA, Szczecin

dobiegu tłoka. Można go zamocować obustronnie przegubowo, na sworzniach współpracujących z wahliwymi panwiami wbudowanymi w głowice.

We wszystkich omówionych konstrukcjach zamocowanie cylindra jest przewidziane na jego końcach, tzn. w głowicy tylnej oraz za pomocą ucha, którym jest zakończone tłoczysko. Jest to najczęstszy sposób zamocowania, umożliwiający tłoczysku nieprzenoszenie żadnych sił poprzecznych, jeśli nie uwzględniać składowych od ciężaru własnego elementów siłownika oraz sił tarcia w przegubach mocujących. Cylinder można zamocować także w dowolnym miejscu wzdłuż cylindra, za pomocą obejmy z czopami łożyskowanymi wahliwie w łożyskach oczkowych. Stosuje się również montaż siłowników na sztywno z cylindrem połączonych łapach lub na pokrywach zarówno przedniej, jak i tylnej. Przy takim zamocowaniu cylindrów mocowanie końcówki tłoczyska musi być tak rozwiązane, aby nie dawało obciążenia składową poprzeczną do osi tłoczyska.



Rys. I-187. Siłownik z układem pozycjonowania tłoka; *1* — cylinder, *2* — tłok, *3* — śruba miernicza, *4* — czujnik obrotów, *5* — sprzęgło

Ostatnio ujawnione możliwości zastosowań napędów i sterowań hydrostatycznych stawiają wytwórców siłowników przed koniecznością produkowania *siłowników specjalnych*, spełniających wymagania konstruktorów maszyn i urządzeń. Na przykład dla obrabiarek są potrzebne kompletne i stypizowane jednostki posuwowe. Ważnym krokiem w tym kierunku jest scalanie siłownika z układem pomiaru położenia tłoka w cylindrze. Układy takie mogą pracować na zasadzie potencjometrycznej, pojemnościowej lub ultradźwiękowej. Na rys. I-187 podano przykład rozwiązania firmy HAGENBUCH. Z tłokiem *2* współpracuje śruba pomiarowa *3*, napędzająca prądniczkę tachometryczną, będącą ogniwem w pętli sprzężenia zwrotnego zamkniętego układu regulacji położenia tłoka. Siłownik ten pracuje z dokładnością pozycjonowania tłoka równą 0,01 mm przy skoku 900 mm. Inni wytwórcy oferują siłowniki tego typu o skokach do 3 000 mm. Dokładność siłowników wielkoskokowych jest oczywiście o rząd

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

mniejsza. Siłowniki te mogą mieć dalej jeszcze posuniętą zwartość zabudowy. Na cylindrze można montować zawory sterujące. Bezprzewodowy montaż zaworów poprawia własności dynamiczne układu.

Specjalnych wykonań siłowników wymagają również samojezdne maszyny robocze. Należą do nich również żurawie samochodowe z wysięgnikami teleskopowymi, w których stosuje się siłowniki teleskopowe o skokach nawet do 30 m [37]. W ostatnich latach zrodziła się, zrealizowana już technicznie, koncepcja napędu dźwigu towarowo-osobowego za pomocą siłowników z giętkim tłoczyskiem [38].

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

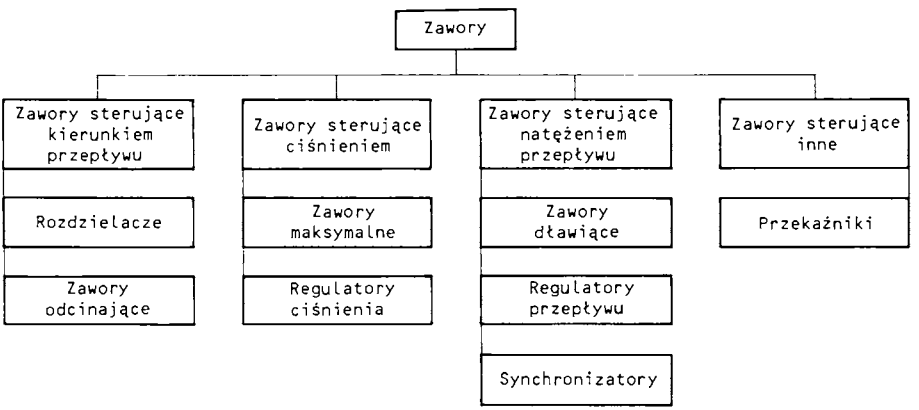
Zawory

6

6.1. Ogólna systematyka zaworów

Zawory stanowią najbardziej rozbudowaną grupę elementów hydrostatycznych układów napędowych. Wynika to z bardzo zróżnicowanych funkcji, jakie mają do spełnienia w układzie. Najogólniej mówiąc, *zawory* umożliwiają uruchomienie, zatrzymywanie i zmianę kierunku ruchu silnika, sterowanie i regulację natężenia przepływu oraz ciśnienia czynnika roboczego podawanego przez pompę wyporową. Od elementów tych zależy funkcjonalność układu oraz jego trwałość eksploatacyjna. Wybór typu i wielkości zaworu jest zdeterminowany wymaganiami napędzanej maszyny lub urządzenia, a także wartościami natężeń przepływu i ciśnienia czynnika roboczego, których iloczyn wyznacza moc przenoszoną przez napęd.

Ogólną systematykę zaworów, opartą na normie PN-73/M-73022, przedstawiono na rys. I-188. Pierwszą grupę zaworów stanowią *zawory sterujące kierunkiem przepływu*, a więc służące do włączania, zatrzymywania i niezawodnego unieruchomienia układu napędowego pod obciążeniem. Grupa ta obejmuje *rozdzielacze* i *zawory odcinające*. Do drugiej grupy należą *zawory*



Rys. I-188. Ogólna systematyka zaworów

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

sterujące ciśnieniem obejmujące *zawory maksymalne*, nie dopuszczające do powstania w układzie ciśnień ponad dopuszczalną wartość oraz *regulatory ciśnienia*, których zadaniem jest utrzymywanie ciśnienia na wymaganym poziomie. Do trzeciej grupy zalicza się *zawory sterujące natężeniem przepływu* tzn. nastawiające lub utrzymujące stałą wartość natężenia przepływu w linii głównej lub odgałęzieniu złożonego układu napędowego. Do grupy tej należą *zawory dławiące, regulatory przepływu*, a także *synchronizatory*, działające na zasadzie dzielników strumienia. Norma zalicza do tej grupy także *zawory dozujące*, stosowane przeważnie w układach centralnego smarowania. W czwartej grupie znajdują się *przekaźniki ciśnieniowe* i *czasowe*, mające dokonywać przełączeń w obwodach elektrycznych układów sterowania elektrohydraulicznego (ciśnieniowe) lub hydraulicznego z pewną ustaloną zwłoką czasową (czasowe). Przekaźniki ciśnieniowe są pod względem funkcjonalnym zbliżone do manometrów kontaktowych, przekaźniki czasowe wchodzą w zakres sterowań elektrycznych i z tego względu nie są omawiane.

Producenci pomp i silników oferują najczęściej także zawory sterujące, niezbędne przy kompletowaniu układu napędowego. Często zawory różnych typów, mające do spełnienia w układzie różne funkcje, są grupowane w *bloki sterujące*, montowane niekiedy na zbiorniku lub wprost na kadłubach pomp i silników. Istnieją jednak firmy specjalizujące się w produkcji zaworów bardziej ogólnego przeznaczenia, przewidzianych do tzw. *montażu przewodowego*, a więc wprost w linii przewodów lub *montażu płytowego* — na odpowiednio zwymiarowanych płytach przyłączeniowych. Zawory mogą mieć tzw. *konstrukcję nabojową*, umożliwiającą montaż w otworach płytowych lub *warstwową*, pozwalającą zestawiać je w kompletne bloki do sterowania układów napędowych o najbardziej nawet zróżnicowanych wymaganiach.

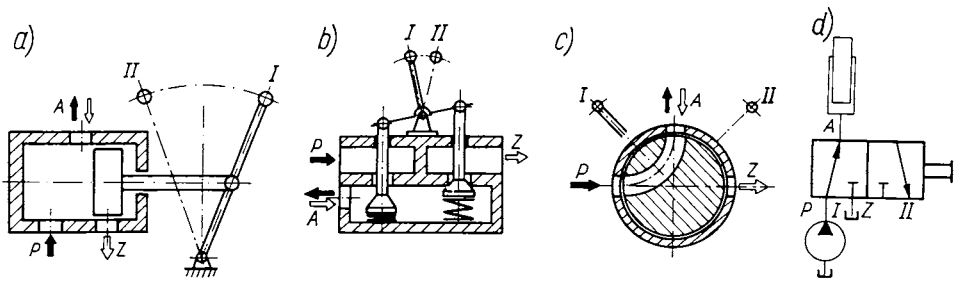
Katalogi firmowe podają zwykle w usystematyzowanej formie dane, potrzebne projektantowi układu przy wyborze odpowiedniego typu, dopuszczalnego obciążenia i wielkości zaworu. Typ, zdefiniowany funkcją jaką zawór ma do spełnienia, jest ilustrowany zwykle schematem konstrukcyjnym wyjaśniającym jego budowę oraz symbolem graficznym, stosowanym przy rysowaniu schematów hydraulicznych układów napędowych. Obciążenie zaworu jest określane tzw. *ciśnieniem nominalnym*, przy którym jest zapewniona poprawna praca elementu zarówno pod względem funkcjonalnym, jak i wytrzymałościowym w określonym czasie i w określonych warunkach eksploatacji układu. Wielkość zaworu jest definiowana zwykle za pomocą nominalnej średnicy przelotowej, będącej jego wielkością znamionową, odpowiadającej w przybliżeniu średnicy wewnętrznej kanałów przepływowych oraz przewodów i przyłączek przewodowych, za pomocą których zawory są montowane w sieci układu napędowego. Najbardziej jednak istotne informacje, charakteryzujące wyrób pod kątem przydatności w układzie, podają jego charakterystyki przepływowe, wyrażające zależność ciśnienia lub jego spadek od natężenia przepływu przez zawór, oraz charakterystyki regulacyjne, określające zmienność głównego parametru hydraulicznego ze zmianą wielkości nastawianej.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

6.2. Rozdzielacze

6.2.1. Zasada działania i systematyka konstrukcji

Rozdzielacze należą do grupy zaworów sterujących kierunkiem przepływu. Usytuowane są między podstawowymi zespołami i elementami układu napędowego (zbiornik, pompa, silnik), z którymi są połączone za pomocą przewodów. Ruchomy organ sterujący rozdzielacza umożliwia realizację różnych kombinacji połączeń między tymi elementami. Dokonując np. połączenia pompy z przewodem zasilającym silnik, przy równoczesnym połączeniu przewodu spływowego ze zbiornikiem, uruchamia się układ z określonym kierunkiem prędkości roboczej. Jeśli układ ma pracować w kierunku przeciwnym, to musi nastąpić zmiana układu połączeń; przewód zasilający staje się spływowym i odwrotnie. Zatrzymanie układu wiąże się z koniecznością szczelnego odcięcia silnika od pompy i zbiornika, często z równoczesnym połączeniem ich między sobą.



Rys. I-189. Budowa i zasada działania rozdzielaczy; a) suwakowego, b) zaworowego, c) obrotowego, d) symbol graficzny rozdzielacza trójdrogowego, dwupołożeniowego

Ze względu na konstrukcję rozdzielacze można podzielić na *rozdzielacze suwakowe, zaworowe* i *obrotowe*. Budowę i zasadę działania poszczególnych typów rozdzielaczy wyjaśniono za pomocą rys. I-189. Rozdzielacz suwakowy (rys. I-189a) wywodzi swą konstrukcję z tzw. *pary suwakowej*, utworzonej przez cylindryczną tuleję i współpracujący z nią szczelnie dopasowany suwak tłoczkowy. W tulei są wykonane otwory, którymi jest doprowadzany lub odprowadzany czynnik roboczy. Łączenia poszczególnych otworów, zwanych drogami, dokonuje się przemieszczając suwak osiowo względem nieruchomej tulei. W położeniu *I* dźwigni sterującej otwory *P* i *A* są połączone. Przestawiając dźwignię w położenie *II*, uzyskuje się zamknięcie otworu *P* i połączenie otworów *A* i *Z*. W rozdzielaczu zaworowym (rys. I-189b) rozrządu cieczy dokonuje się za pomocą zespołu zaworów wzniosowych otwierających lub zamykających odpowiednie otwory przelotowe. W rozdzielaczach obrotowych (rys. I-189c) łączenie poszczególnych dróg odbywa się przez obrót trzpienia, szczelnie dopasowanego w obudowie.

Wszystkie trzy rodzaje rozdzielaczy, przedstawione na rys. I-189, są identyczne pod względem funkcjonalnym. Wszystkie mają trzy otwory w obudowie oraz dwa położenia dźwigni, za pomocą której organ sterujący pozwala zestawić takie same układy połączeń. Można je zatem przedstawić za

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

pomocą identycznego symbolu graficznego (rys. I-189d) obrazującego funkcje jakie może spełniać rozdzielacz, niezależnie od jego konstrukcji. Podany na rysunku symbol przedstawia rozdzielacz trójdrogowy, dwupołożeniowy.

Liczba dróg, mówiąca o tym, ile możliwości wyjścia z wnętrza rozdzielacza miałby obserwator w nim się znajdujący, jest podstawą podziału wg możliwości funkcjonalnych na *rozdzielacze dwu-* i *więcej drogowe.* Najprostszy dwudrogowy rozdzielacz spełnia rolę zwykłego zaworu odcinającego, którego zadanie polega na otwarciu lub przerwaniu połączenia między dwoma przewodami, między którymi jest wbudowany. Liczba dróg rozdzielacza

Tablica I-10. Symbole graficzne sposobów sterowania wg PN-74/M-01050

Symbol graficzny	Sposoby sterowania	
	sterowanie	siłą mięśni
		przyciskiem
		dźwignią
		pedałem
	sterowanie mechaniczne	popychaczem lub trzpieniem
		sprężyną
		rolką
		rolką z dźwignią o jednym kierunku działania
	sterowanie elektryczne	elektromagnesem z jedną cewką
		elektromagnesem z dwiema cewkami działającymi w kierunkach przeciwnych
		silnikiem elektrycznym
	sterowanie hydrauliczne	ciśnieniem
		bezpośrednio przez spadek ciśnienia
		pośrednio ze wspomaganiem przez wzrost ciśnienia
		pośrednio ze wspomaganiem przez spadek ciśnienia
		ciśnieniem własnym
	sterowanie złożone	elektromagnesem i ciśnieniem
		elektromagnesem lub ciśnieniem

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

jest oznaczana na symbolu graficznym liczbą przewodów wyprowadzanych z położenia wyjściowego, w warunkach normalnej eksploatacji układu. Położenie to oznacza się najczęściej przez 0 lub *I*.

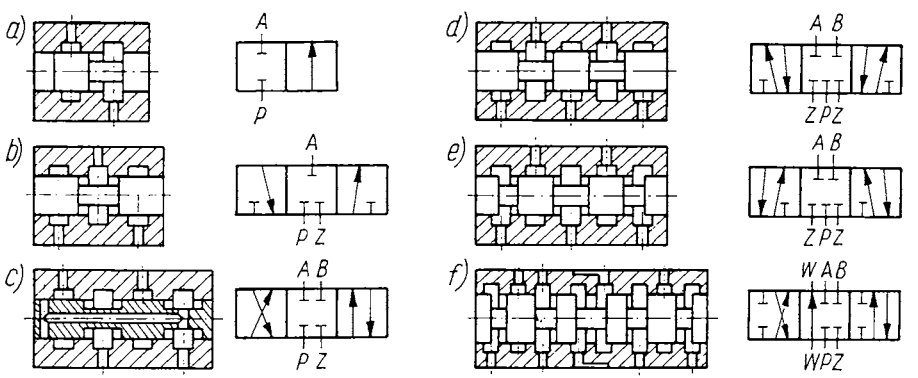
Ze względu na liczbę połączeń rozdzielacze dzielą się także na *rozdzielacze dwu-* i *więcej położeniowe*. Zawór odcinający jest zatem rozdzielaczem dwupołożeniowym. Jedno z położeń odpowiada otwarciu, drugie zaś zamknięciu zaworu. Liczba położeń sterujących rozdzielacza określa symbol graficzny za pomocą odpowiedniej liczby kwadratów. Tak więc np. symbol rozdzielacza trójpołożeniowego będzie się składał z trzech kwadratów. Na każdym kwadracie nanosi się układ połączeń, jaki przy danym położeniu organu sterującego jest realizowany.

Rozdzielacze można także podzielić w zależności od sposobu sterowania na *rozdzielacze sterowane siłą mięśni* (przyciskiem, dźwignią lub pedałem), *mechanicznie* (popychaczem, sprężyną, krzywką, rolką itp.), *elektrycznie* (elektromagnesem lub silnikiem), płynowo (hydraulicznie lub pneumatycznie) i *w sposób złożony*, będący kombinacją wymienionych sterowań (elektro-hydraulicznie, pneumatyczno-hydraulicznie itp.): W tabl. I-10 zestawiono symbole graficzne stosowane do oznaczania sposobu sterowania rozdzielaczy i uzupełniające ich symbolikę podstawową.

6.2.2. Rozdzielacze suwakowe

6.2.2.1. Konstrukcja pary suwakowej

W celu zapewnienia możliwości zrealizowania przez rozdzielacz wymaganego systemu połączeń głównymi elementami układu napędowego *para suwakowa* — stanowiąca podstawę konstrukcji rozdzielaczy suwakowych — musi mieć zróżnicowane kształty współpracujących powierzchni tulei i suwaka. Zróżnicowanie kształtów jest tym większe, im większa jest liczba dróg, które mają być łączone i im większa jest liczba położeń sterujących rozdzielacza. Na rys. I-190 zestawiono podstawowe systemy ukształtowania wnętrza tulei i suwaka. Na rys.

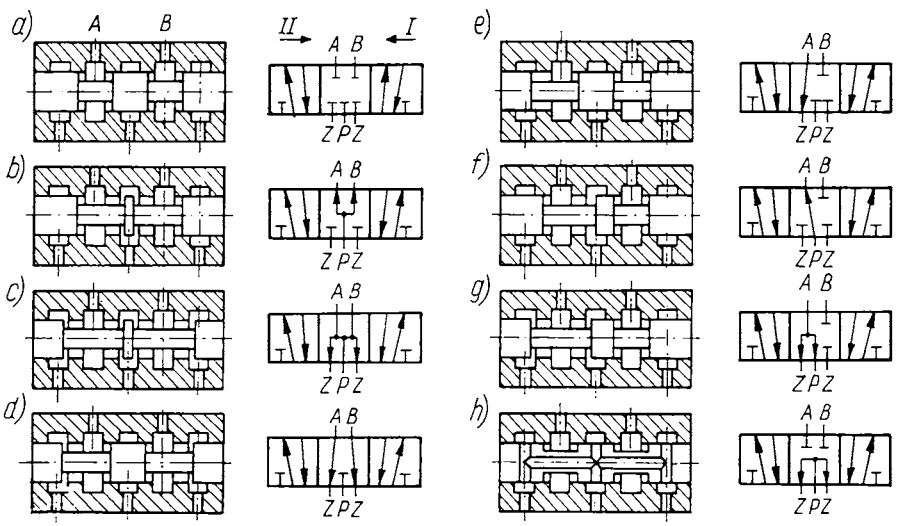


Rys. I-190. Konstrukcja i systemy połączeń rozdzielaczy suwakowych: a) rozdzielacz dwukanałowy, dwutłoczkowy, b) trójkanałowy, dwutłoczkowy, c) czterokanałowy, trójtłoczkowy, d) pięciokanałowy, trójtłoczkowy, e) pięciokanałowy, czterotłoczkowy, f) ośmiokanałowy, sześciotłoczkowy

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

I-190a przedstawiono schemat konstrukcji rozdzielacza dwudrogowego, dwupołożeniowego, spełniającego rolę zaworu odcinającego. Ze względu na ukształtowanie pary suwakowej rozdzielacz ten nosi nazwę dwukanałowego dwutłoczkowego. Zwiększając liczbę kanałów do trzech, przy zachowaniu tej samej liczby tłoczków (rys. I-190b), uzyskuje się rozdzielacz trójdrogowy, trójpołożeniowy, pozwalający sterować np. siłownikiem nurnikowym z wymuszonym ruchem powrotnym nurnika. Rozdzielacz czterokanałowy, z drążonym suwakiem trójtłoczkowym wg rys. I-190c, staje się rozdzielaczem czterodrogowym, znajdującym zastosowanie do sterowania silnikiem lub siłownikiem dwustronnego działania. Konstrukcje wg rys. I-190d, e są pod względem funkcjonalnym identyczne (porównaj symbole graficzne), mimo iż mają różną liczbę tłoczków. Są to rozdzielacze pięciodrogowe trójpołożeniowe. Ich wspólną cechą są dwa otwory *Z*, którymi alternatywnie czynnik wraca do zbiornika. W konstrukcji wg rys. I-190c jest tylko jeden otwór spływowy. Rozdzielacz przedstawiony na rys. I-190f ma konstrukcję ośmiokanałową, sześciotłoczkową. Pod względem funkcjonalnym jest to rozdzielacz sześciodrogowy trójpołożeniowy. Cechą szczególną tej konstrukcji jest występowanie tzw. *wolnego przepływu W* w środkowym położeniu suwaka, umożliwiającym odciążenie pompy zasilającej, czyli bezpośrednie jej połączenie ze zbiornikiem.

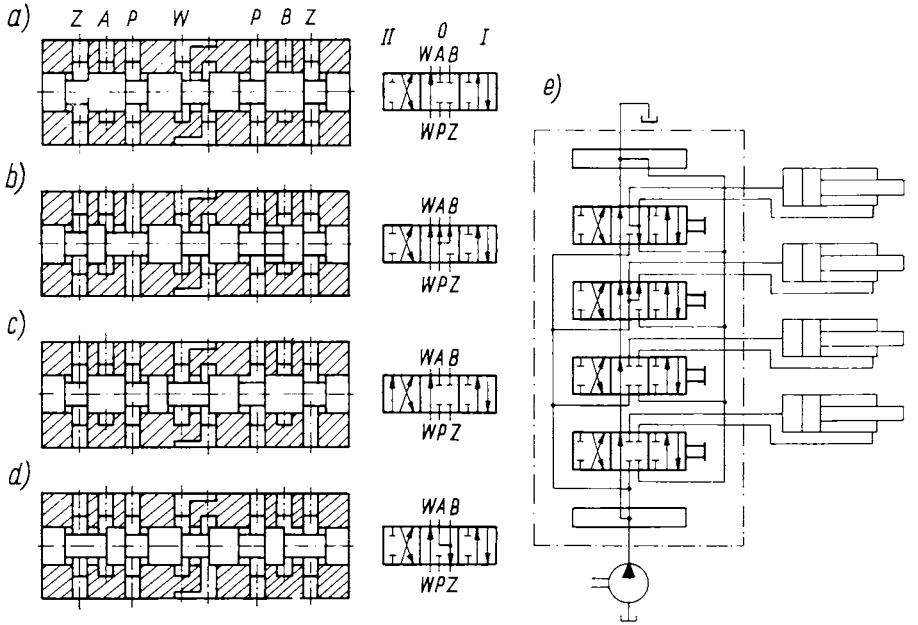
W budowie rozdzielaczy suwakowych największe zastosowanie znalazły konstrukcje pięcio- i ośmiokanałowe ze względu na to, że nadają się do łączenia w wielosekcyjne bloki do sterowania wieloobwodowych układów napędowych oraz do mocowania płytowego w układzie warstwowym. Większość producentów rozdzielaczy przyjęło te konstrukcje za podstawę do bardzo rozbudowanych programów produkcji, przewidujących wszystkie możliwe zastosowania, jakie w praktyce mogą wystąpić.



Rys. I-191. Systemy połączeń rozdzielacza pięciokanałowego, trójtłoczkowego: a) w położeniu neutralnym wszystkie drogi zamknięte, b) odbiornik obustronnie połączony z pompą, c) wszystkie drogi połączone, d) odbiornik połączony obustronnie ze zbiornikiem, e) odbiornik połączony jednostronnie ze zbiornikiem, f) odbiornik połączony jednostronnie z pompą, g) odbiornik połączony jednostronnie z pompą i zbiornikiem, h) odbiornik odcięty — pompa odciążona

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Na rys. I-191 podano przykład rozdzielacza pięciokanałowego trójtłoczkowego w którym można, kształtując odpowiednio suwak, uzyskać różne układy połączeń poszczególnych dróg. System kanałów w tulei suwakowej pozostaje przy tym zawsze ten sam. Pod względem funkcjonalnym jest to zawsze rozdzielacz czterodrogowy; dwa niezależne wyloty do zbiornika nie zmieniają bowiem zasadniczej roli, jaką rozdzielacz ma do spełnienia. Łatwo zauważyć, że dokonując zaślepienia odpowiednich otworów wylotowych, można uzyskać również rozdzielacz trójdrogowy lub nawet dwudrogowy.



Rys. I-192. Rozdzielacz ośmiokanałowy, sześciotłoczkowy: a) do d) systemy połączeń w położeniu neutralnym, e) schemat hydrauliczny rozdzielacza blokowego czterosekcyjnego

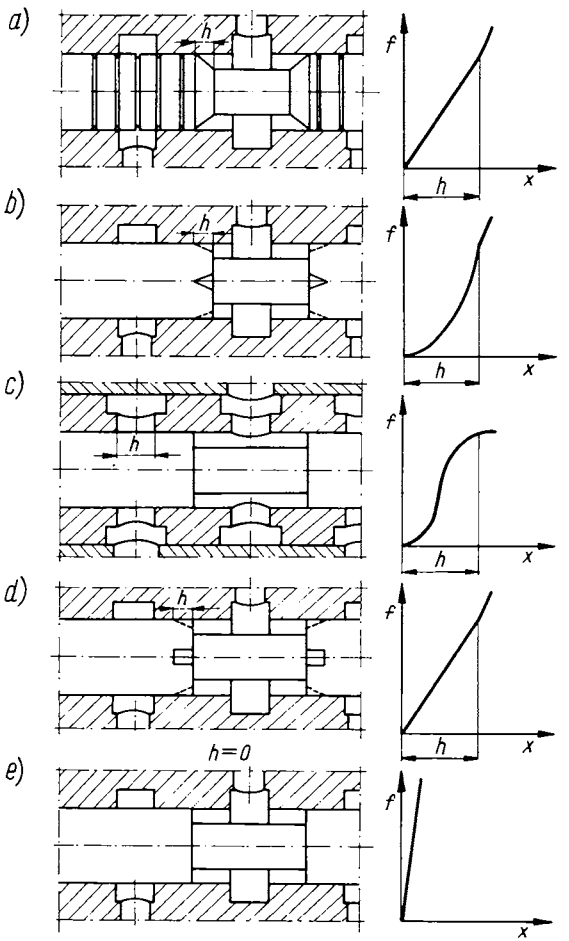
Na rys. I-192 są przedstawione przykładowe systemy połączeń, jakie można zrealizować w rozdzielaczu ośmiokanałowym sześciotłoczkowym. W położeniu neutralnym suwaka 0 (rys. I-192a) odbiornik jest odcięty od pompy *P* i zbiornika *Z*. Odcięcie to nie jest zupełne; w wyniku przecieków w szczelinach pary suwakowej obciążony odbiornik będzie bardzo wolno pełzał. W rozdzielaczu wg rys. I-192b, w położeniu neutralnym suwaka oba przewody odbiornika *A* i *B* są połączone z zasilaniem *P*. Jeśli odbiornikiem jest siłownik dwustronnego działania z jednostronnym tłoczyskiem, to dozna on tzw. *szybkiego wysuwu*. W układzie wg rys. I-192d oba przewody prowadzące do odbiornika mają w położeniu neutralnym połączenie ze spływem do zbiornika. Jeśli odbiornik znajdować się będzie pod obciążeniem zdolnym pokonać jego opory własne oraz opory przepływu czynnika, to będzie mógł poruszać się swobodnie w obu kierunkach. Pompa w tym czasie będzie rozładowywana przez kanał *W*. Na rys. I-192e podano przykład schematu połączeń rozdzielacza blokowego czterosekcyjnego, zestawionego z jednostek wg rys. I-192a, b, d. Blok jest zamknięty z obu stron pokrywami, wlotową — od strony pompy zasilającej i wylotową. W

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

pokrywie wlotowej jest wbudowany zwykle zawór maksymalny spełniający rolę zaworu bezpieczeństwa, chroniącego pompę przed przeciążeniami.

Praca układu napędowego, a ściślej jego rozruch i hamowanie, zależeć będzie od tego, w jaki sposób zmieniać się będzie pole powierzchni kanałów przepływowych w czasie przesterowania suwaka. Zasadniczą rolę odgrywa w tym ukształtowanie krawędzi sterujących na tłoczkach oraz kanałów w tulei. Na rys. I-193 zestawiono, stosowane najczęściej w budowie rozdzielaczy suwakowych, kształty krawędzi sterujących oraz odpowiadające im tzw. *charakterystyki otwarcia*, ujmujące zależność odsłanianego przekroju przepływowego f od przemieszczenia suwaka x.

W kanałach rozdzielacza panują na ogół różne ciśnienia. W czasie łączenia kanałów następuje wyrównanie ciśnień w określonym czasie, wynikającym z szybkości przesterowania suwaka. Suwaki ostrokrawędziowe (rys. I-193e) sprawiają, że proces ten zachodzi bardzo szybko, niemal skokowo. W wyniku tego w sieci powstają warunki do występowania uderzeń hydraulicznych i związanych z nimi przeciążeń oraz drgań elementów i łączących je przewodów. W celu wyeliminowania lub złagodzenia tych zjawisk należy okres przesterowania



Rys. I-193
Charakterystyki otwarcia rozdzielaczy suwakowych dla wybranych kształtów krawędzi sterujących: a) sfazowanie, b) rowki osiowe o przekroju trójkątnym, c) otwory kołowe w tulei, d) rowki osiowe o przekroju prostokątnym, e) ostra krawędź

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

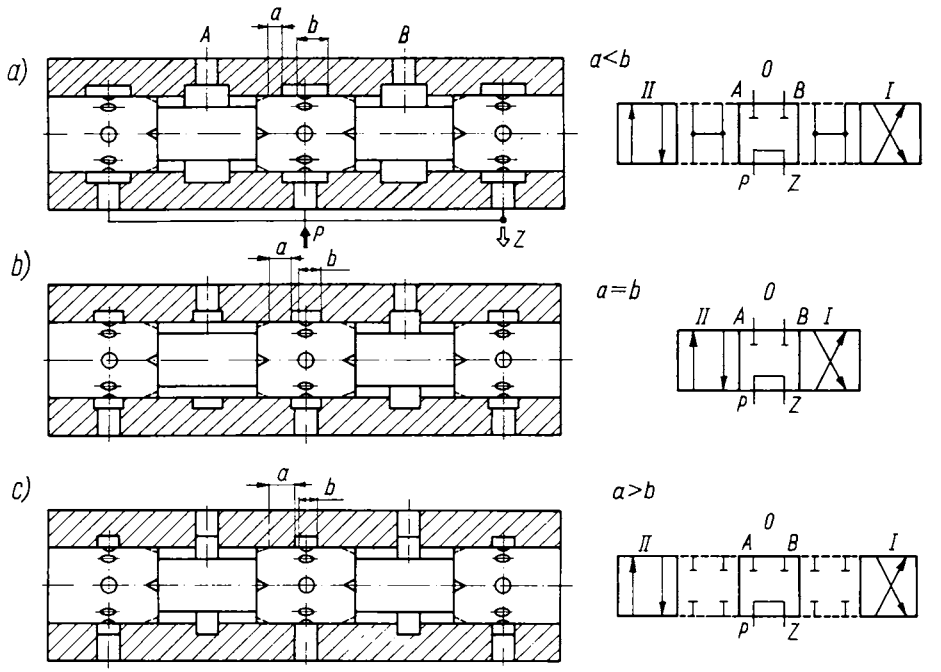
wydłużyć. Można to osiągnąć, stosując różne kształty krawędzi sterujących wg rys. I-193, umożliwiające ciągłą zmianę pola powierzchni kanału przepływowego od zera do wartości maksymalnej. Wybór odpowiedniego ukształtowania krawędzi jest uwarunkowany wielkością rozdzielacza, maksymalnym ciśnieniem roboczym, dopuszczalną wartością przecieków w szczelinach oraz możliwościami wykonawczymi producenta.

Odpowiednie ukształtowanie krawędzi sterujących pary suwakowej można wykorzystywać również do dławienia strumienia zasilającego silnik i sterowania w ten sposób jego prędkością. Z porównania charakterystyk otwarcia $f = f(x)$, podanych na rys. I-193, wynika, że najlepiej do tego celu nadają się suwaki z rowkami osiowymi. One też są najczęściej stosowane w rozdzielaczach sterowanych ręcznie. Dodatkową zaletą rowków osiowych jest ich duża odporność na zarastanie (obliterację) zanieczyszczeniami czynnika roboczego. Sfazowanie krawędzi (rys. I-193a) jest łatwiejsze do wykonania — a więc tańsze, bywa stosowane najczęściej w rozdzielaczach sterowanych elektromagnetycznie lub elektrohydraulicznie. W pierwszym przypadku najczęściej nie zachodzi potrzeba zwracania uwagi na czułą zmianę dławienia i uzależnianie jej od przemieszczeń suwaka, w drugim zaś przemieszczanie to można kontrolować za pomocą zaworów dławiących w obwodzie sterowania hydraulicznego, co ma miejsce np. w rozdzielaczach dwustopniowych.

Procesy przejściowe w hydrostatycznych układach napędowych zależą również od rodzaju tzw. *przekrycia*, które określa wzajemne położenie krawędzi sterujących suwaka i odpowiedniego kanału w tulei suwakowej. Przekrycie może być dodatnie, zerowe lub ujemne. Przy przekryciu dodatnim kanał jest szczelnie odcięty od kanałów sąsiednich (rys. I-191a). Przy przekryciu zerowym, trudnym do uzyskania ze względu na błędy wykonawcze, krawędzie sterujące tłoczków i kanałów w tulei suwakowej pokrywają się. Przekrycie ujemne, występujące w rozdzielaczu wg rys. I-191c, odznacza się tym, że tłoczki mają mniejszą szerokość od szerokości kanałów w tulei. Oznacza to, że sąsiednie kanały są ze sobą połączone. W rozdzielaczu wielokanałowym mogą występować różne rodzaje przekryć (rys. I-191b).

Wyjaśnione wyżej przekrycie jest nazywane w literaturze *przekryciem spoczynkowym*. Odnoszone jest bowiem do położenia neutralnego 0, nazywanego także położeniem *stop*. Jest ono istotne ze względu na możliwości realizowania różnych systemów połączeń poszczególnych dróg w rozdzielaczach wielodrogowych, oraz w budowie rozdzielaczy nadążnych, stosowanych w układach automatyki. Niezależnie od tego istnieje pojęcie tzw. *przekrycia ruchowego*, które orzeka o sposobie, w jaki przechodzi się z położenia *stop* w położenie robocze. Na rys. I-194a przedstawiono rozdzielacz o przekryciu ujemnym, $a < b$. Przesuwając suwak w prawo najpierw będzie otwarte połączenie P z A, a później dopiero odcięte połączenie P i Z. Oznacza to, że na drodze b-a istnieje połączenie wszystkich dróg czterodrogowego, w istocie, rozdzielacza. Położenia przejściowe w czasie przesterowania oznaczone zostały na symbolu graficznym kwadratami pośrednimi, narysowanymi linią przerywaną. Jeśli $a = b$ (rys. I-194b), to przekrycie jest zerowe, a przejście z położenia *stop* w dowolne położenie robocze następuje bezpośrednio. Przy przekryciu ujemnym (rys. I-194c), dla którego

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-194. Ruchowe przekrycie sterowania: a) ujemne ($a < b$), b) zerowe ($a = b$), c) dodatnie ($a > b$)

$a > b$, najpierw będzie przerwane połączenie między P a Z, zanim umożliwiony będzie przepływ od P do A. Na drodze równej a-b wyznaczającej stan pośredni, wszystkie otwory będą zamknięte. W czasie przesterowania rozdzielacza o przekryciu ujemnym pompa jest obciążona ciśnieniem wynikającym z obciążenia zewnętrznego silnika, zwykle mniejszym od ciśnienia, na które nastawiono zawór bezpieczeństwa. Odpowiednie ukształtowanie krawędzi sterujących, a więc dławienie przepływu w fazie przesterowania sprawia, że wzrost ciśnienia jest łagodny — bez uderzeń i związanych z tym przeciążeń pompy. Nic więc dziwnego, że ujemne przekrycie ruchowe jest najczęściej stosowane. Należy jednak pamiętać, że wówczas podczas przesterowania silnik może się poruszać przejściowo pod wpływem obciążenia zewnętrznego, w kierunku przeciwnym do zamierzonego. Dodatnie przekrycie, przy którym przez chwilę wszystkie drogi są zamknięte, prowadzi do chwilowych przeciążeń pompy, przed którymi zawór bezpieczeństwa — ze względu na zwłokę w zadziałaniu — nie zawsze może ją uchronić.

Przekrycia oraz ukształtowanie krawędzi sterujących wpływają na wartość ciśnienia szczytowego, jakie wystąpi w rozdzielaczu sterowanym elektromagnetycznie przy nagłym przemieszczeniu suwaka. Jeśli np. silnik hydrauliczny, sterowany rozdzielaczem 4/3 (czterodrogowym, trójpołożeniowym) ma być uruchomiony lub zatrzymany, to — przy krawędziach sterujących wg rys. I-193e — w przewodach zasilających (przy rozruchu) lub spływowym (przy zatrzymywaniu) silnika wystąpią uderzeniowe wzrosty ciśnień o wartości

$$p_{max} = \omega_s \sqrt{\frac{BJ}{V}} \tag{I-422}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

gdzie: $\omega_s = \frac{2\pi Q_g}{q_s}$, Q_g — wydajność pompy, q_s — chłonność właściwa silnika, B — zastępczy (globalny) moduł sprężystości przewodu ujmujący ściśliwość cieczy oraz odkształcenia sprężyste ścianki przewodu, J — masowy moment bezwładności związany z wałkiem silnika, V — rzeczywista objętość przewodów. Rzeczywista wartość ciśnienia będzie mniejsza od wyliczonej wg wzoru (I-422), ponieważ nie uwzględniono w nim tłumienia związanego z przeciekami oraz z tarciem suwaka, przyjęto nieskończenie dużą prędkość jego przemieszczania się oraz założono, że zawór maksymalny pozostaje zamknięty.

6.2.2.2. Obciążenia suwaka

Siły obciążające suwak — ze względu na kierunek działania — można podzielić na *siły poprzeczne i wzdłużne*. Oba rodzaje obciążeń stanowią o oporach ruchu suwaka, które należy pokonać w czasie jego przesterowania. Siły poprzeczne nie mają bezpośredniego wpływu na opory ruchu suwaka względem tulei, działając jednak prostopadle do osi, decydują o sile tarcia na powierzchni suwaka. Obciążenia wzdłużne określają opory ruchu suwaka bezpośrednio. Wartości tych obciążeń są często znacznie większe od wartości sił bezwładności i tarcia, a więc mają decydujące znaczenie przy wyznaczaniu siły niezbędnej do przesterowania suwaka.

W konstrukcjach rozdzielaczy kanały, zamykane przez tłoczki suwakowe, wykonuje się najczęściej na całym obwodzie tulei (rys. I-193). Sprawia to, że rozkład ciśnienia działającego na tłoczek jest na całym jego obwodzie równomierny, w wyniku czego suwak jest obciążony w zasadzie od sił promieniowych. Wytoczenie wewnętrzne kanału jest stosowane wówczas, gdy suwak pracuje w żeliwnym korpusie rozdzielacza. W dużych rozdzielaczach tego typu pojawia się jednak problem szczelności odlewu. Z tego też względu korpusy rozdzielaczy wykonuje się często ze stali, a w celu zapewnienia dobrych warunków współpracy ze stalowym suwakiem stosuje się wprasowane w blok tuleje żeliwne, jak pokazano to na rys. I-193c. Kanały wytaczane są na zewnętrznej powierzchni tulei, co jest wykonawczo łatwiejsze, a odciążenie suwaka od sił promieniowych zapewniają symetrycznie rozmieszczone otwory w tulei. Zabiegi te, dokonywane na częściach nieruchomych rozdzielacza, nie gwarantują jeszcze pełnego odciążenia od sił promieniowych. Na skutek błędów kształtu tłoczków i niejednakowych wartości luzów wzdłuż jego tworzących rozkład ciśnień w szczelinie może być niesymetryczny w płaszczyźnie przekroju wzdłużnego, dając w rezultacie obciążenie promieniowe tłoczka.

Jeśli suwak przez pewien czas pozostaje w spoczynku, to może zostać dociśnięty do tulei tak, że nastąpi przerwanie warstewki smaru między nimi normalnie występującej. Zjawia się wówczas *tarcie suche*, uniemożliwiające w skrajnym przypadku przesterowanie suwaka, na skutek jego zakleszczenia się w tulei. Czynnikami sprzyjającymi zakleszczeniu się suwaków są czas spoczynku suwaka w tulei, chropowatość współpracujących powierzchni oraz zanieczyszczenia czynnika roboczego mogące odkładać się w szczelinach pary suwakowej. W celu wyeliminowania tego zjawiska wykonuje się na obwodzie tłoczków rowki, pozwalające uzyskać równomierny rozkład ciśnień na obwodzie tłoczka,

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

a tym samym wyeliminować promieniowe jego obciążenie (rys. I-193a). Rowki mają zwykle szerokość nie większą niż 0,8 mm, a głębokość mniejszą niż 0,5 mm. Odległość między sąsiednimi rowkami wynosi zwykle $3 \div 6$ mm. Obwodowe rowkowanie suwaków jest konieczne w rozdzielaczach o dużych nominalnych średnicach przelotu i przewidzianych na duże ciśnienia nominalne.

Siła osiowa, niezbędna do przesterowania suwaka, jest sumą sił bezwładności suwaka i związanych z nim mas cieczy, tarcia w tulei oraz sił wynikających z tego, że w kanałach rozdzielacza występują przepływy czynnika z określoną prędkością. Siły bezwładności można łatwo i z dużą dokładnością obliczyć wg zależności

$$P_b = m\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}t^2} \tag{I-423}$$

gdzie: m — masa ruchomych elementów nastawczych suwaka tłoczkowego oraz słupa cieczy z nim związanego, x — przemieszczenie suwaka.

Jeśli rozdzielacz ma sprężyny centrujące należy uwzględnić jedną trzecią ich masy. Wartość siły bezwładności jest stosunkowo niewielka i w obliczeniach statystycznych można ją pominąć. Nie można tego zrobić przy analizie stanów nieustalonych układów.

Tarcie Coulomba, na skutek dobrych warunków smarowania pary suwakowej, jako znikomo małe może być pominięte. Przy dużych szybkościach przesterowywania suwaka należy uwzględniać *tarcie Newtonowskie* w zależności

$$P_t = \pi d_t \frac{l}{h}\mu\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} \tag{I-424}$$

w której d_t, l — średnica i długość tłoczka, h — grubość szczeliny, μ — lepkość dynamiczna cieczy roboczej.

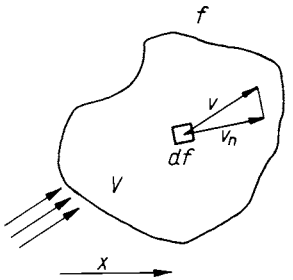
Siły zjawiające się w wyniku przepływu czynnika w kanałach i szczelinach pary suwakowej można wyznaczyć z podstawowych praw hydromechaniki. Siły te można podzielić na hydrostatyczne i hydrodynamiczne. Siły hydrostatyczne są wynikiem różnicy ciśnień strumienia wejściowego i wyjściowego w kanale, wywołanej oporami przepływu przez szczelinę sterującą. Mimo iż różnice te są na ogół nieduże, działając na większe powierzchnie mogą być źródłem znacznych sił. W rozdzielaczach suwakowych, gdzie pola powierzchni czołowych tłoczków są jednakowe, siły te na ogół kompensują się. W zaworach wzniosowych siły hydrostatyczne mają zasadniczy udział w obciążeniu organu zamykającego. W rozdzielaczach i zaworach suwakowych większe znaczenie mają siły hydrodynamiczne.

Przy przepływie czynnika roboczego przez kanały osłaniane krawędziami sterującymi suwaka pojawiają się *siły wywołane zmianą pędu strugi*. Siły te, zwane *hydrodynamicznymi*, oddziałują zarówno na ciecz, jak i elementy pary suwakowej. Wyznaczenie ich jest możliwe, rozwiązując układ dwóch równań podstawowych — dla dowolnego obszaru bezźródłowego o powierzchni f, objętości V, przez który przepływa ciecz o gęstości ϱ (rys. I-195):

— równania definicyjnego pędu w postaci

$$\bar{P} = \frac{\partial}{\partial t}(m\bar{v}) \tag{I-425}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-195
Obszar bezźródłowy o objętości V zamknięty powierzchnią f

— równania ciągłości przepływu w postaci

$$\iint_{(f)} \varrho v_n \, df + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{(V)} \frac{\partial \varrho}{\partial t} \, dt \, dV = 0 \tag{I-426}$$

gdzie v_n — składowa normalna prędkości v do powierzchni f.

Rozwiązując układ równań (I-425) i (I-426), dla założonego kierunku x otrzymuje się *siłę hydrodynamiczną*

$$\bar{P}_{dx} = -\iint_{(f)} \varrho v_n v_x \, df + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{(V)} \varrho v_x \, dV \tag{I-427}$$

Pierwszy składnik sumy wyraża składową, wynikającą ze zmiany pędu przy przepływie ustalonym cieczy (Q = const), drugi — przy przepływie nieustalonym ($Q \neq$ const). W przypadku jednowymiarowego przepływu cieczy nieściśliwej (ϱ = const) równanie to upraszcza się, przyjmując postać znaną w mechanice, a odnoszącą się do ciała sztywnego

$$\bar{P} \, dt = m \, d\bar{v}$$

Ponieważ dla cieczy $dm = \varrho Q \, dt$, więc można napisać

$$\bar{P} = \varrho Q \, dt \frac{d\bar{v}}{dt} \tag{I-427a}$$

Równanie to może służyć do wyznaczenia siły hydrodynamicznej zarówno w ruchu ustalonym, jak i nieustalonym.

Przy przepływie ustalonym siła niezbędna do tego, aby nastąpiła zmiana prędkości między dowolnymi przekrojami *1* i *2* rozpatrywanego obszaru, wyniesie

$$\bar{P} = \int \varrho Q \, d\bar{v} = \varrho Q(\bar{v}_2 - \bar{v}_1) \tag{I-428}$$

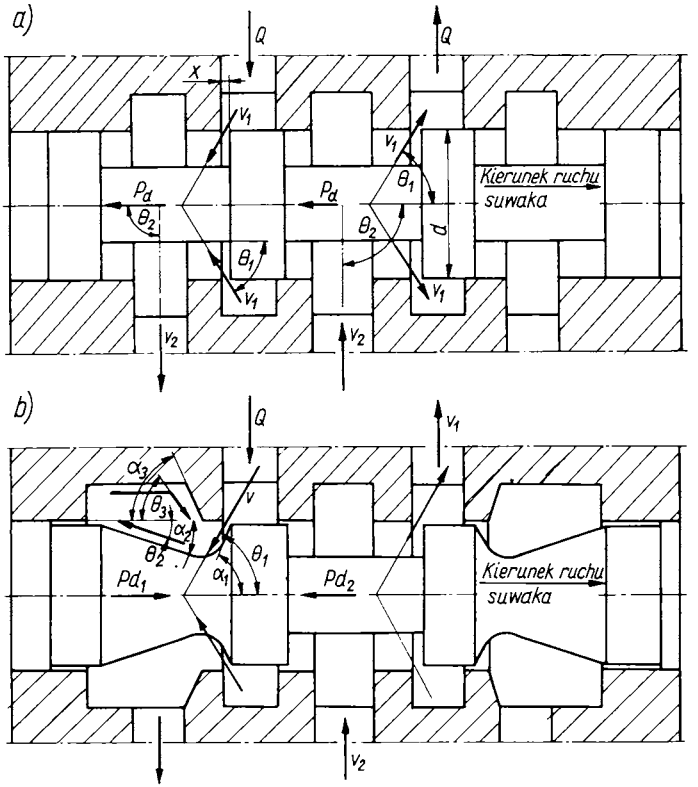
Jej wartość, przy założeniu cieczy nieściśliwej, zależy zatem tylko od natężenia przepływu i prędkości cieczy w rozpatrywanych przekrojach.

Przy przepływie nieustalonym wystąpi dodatkowa składowa siły, wynikająca z pochodnej lokalnej, którą można wyznaczyć — podstawiając w równaniu (I-427a)

$$m = \varrho l f \quad \text{oraz} \quad v = \frac{Q}{f}, \quad \text{skąd} \quad \frac{dv}{dt} = \frac{1}{f} \frac{dQ}{dt}$$

gdzie l — odległość między rozpatrywanymi przekrojami.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-196
Obciążenie suwaka siłami hydrodynamicznymi: a) suwak ostrokrawędziowy, b) suwak profilowy

Ostatecznie zatem siła potrzebna do tego, aby nadać przyspieszenie słupowi cieczy o długości l

$$P = \varrho l \frac{dQ}{dt} \tag{I-429}$$

Na rys. I-196a przedstawiono suwak rozdzielczy w momencie przesterowania. W lewej części rozdzielacza ma miejsce spływ od odbiornika, w prawej zaś od źródła zasilającego do odbiornika. Korzystając z równania (I-428), można obliczyć siłę hydrodynamiczną dla lewej części rozdzielacza

$$P_d = \varrho Q[v_2 \cos\theta_2 - v_1 \cos(180 \pm \theta_1)] = \varrho Q v_1 \cos\theta_1 \tag{I-430}$$

ponieważ $\cos\theta_2 = \cos\pi/2 = 0$, oraz $\cos(180 \pm \theta_1) = -\cos\theta_1$

W prawej części rozdzielacza wypływ w szczelinie utworzonej przez krawędź sterującą następuje pod kątem θ_1. Ponieważ wartość siły hydrodynamicznej wg równania (I-428) wynika z różnicy prędkości wypływu i wlotu, więc

$$P_d = \varrho Q[v_1 \cos\theta_1 - v_2 \cos\theta_2] = \varrho Q v_1 \cos\theta_1$$

Ze względu na to, że $\cos\theta_2 = \cos\pi/2 = 0$, a $\cos(\pm\theta_1) = \cos\theta_1$, rezultat jest ten sam co poprzednio. Wynika stąd, że siła hydrodynamiczna działa zawsze w kierunku przeciwnym do kierunku ruchu suwaka — przeciwstawiając się jego przemieszczaniu. Jest to reguła ogólnie obowiązująca w budowie zaworów. Do obliczenia siły hydrodynamicznej należy zawsze przyjmować prędkość w szczelinie sterującej.

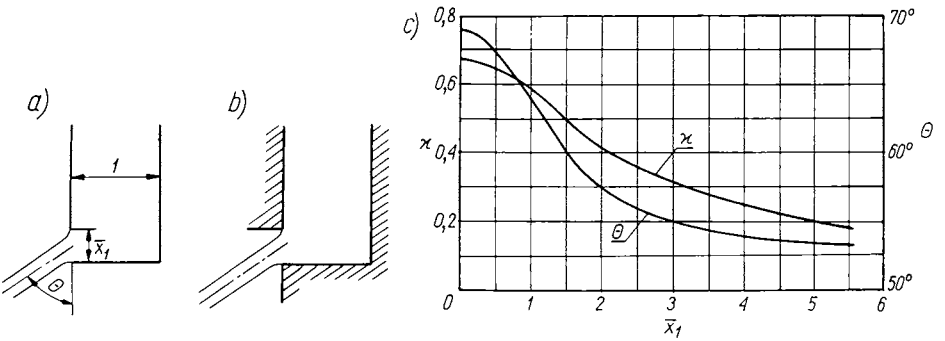
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Jeśli ruch cieczy jest nieustalony, to należy uwzględnić jeszcze dodatkową składową wynikającą z konieczności przyspieszenia słupa cieczy. *Siła hydrodynamiczna* będzie wówczas wynosić

$$P_d = \varrho Q v \cos\theta \mp \varrho l \frac{dQ}{dt} \tag{I-431}$$

Znak minus odnosi się do przypadku, gdy wlot cieczy ma miejsce po stronie krawędzi sterującej, a wylot — do kanału wyjściowego; znak plus występuje dla przepływu w kierunku odwrotnym. W pierwszym przypadku działanie tej składowej zmierza do zwiększenia pola powierzchni przekroju przepływowego, w drugim — do jego zmniejszenia.

Trudności w opisie matematycznym ruchu cieczy w szczelinach zaworowych sprawiają, że kąt wypływu strugi i współczynnik przepływu wyznacza się doświadczalnie. Mc Cloy [39] zauważył, że można wykorzystać do tego celu wyniki analizy teoretycznej Misesa, przez właściwą ich interpretację. Mises rozpatrywał płaski, bezwirowy przepływ przez różnie usytuowany otwór w zbiorniku pomijając przy tym wpływ lepkości i ciężkości cieczy. Pominięcie wpływu lepkości jest możliwe tylko dla liczb Reynoldsa dążących do nieskończoności, dla których można pominąć straty tarcia, a więc przyjmować współczynnik prędkości $\varphi = 1$. Współczynnik przepływu będzie wówczas sprowadzony do współczynnika kontrakcji $\varkappa$. Wyniki badań doświadczalnych dowodzą, że dla bardzo dużych wartości liczby Reynoldsa współczynniki kontrakcji zmierzają asymptotycznie do wartości wyznaczonych przez Misesa.



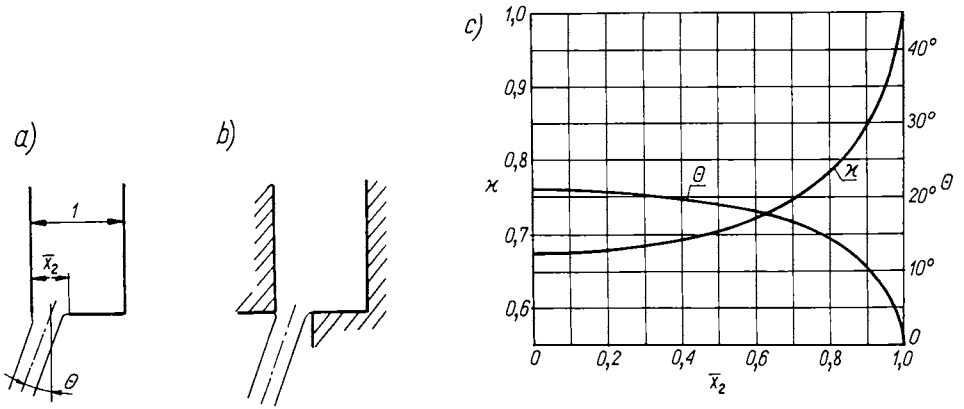
Rys. I-197. Zależność współczynnika kontrakcji $\varkappa$ oraz kąta θ wypływu strugi przez szczelinę zaworu suwakowego od względnego otwarcia $\bar{x}_1$: a) model Misesa, b) szczelina zaworu tłoczkowego, c) zależność $\varkappa = f(\bar{x}_1)$ i $(\theta = f(\bar{x}_1)$

Na rys. I-197 przedstawiono wyniki uzyskane przez Misesa dla otworu w bocznej ścianie zbiornika, przy jego dnie (rys. I-197a), które można stosować do szczeliny utworzonej przez parę suwak-obudowa bez luzu (rys. I-197b). Na rys. I-197c podano zależności współczynnika kontrakcji $\varkappa$ oraz kąta wpływu θ od bezwymiarowego współczynnika otwarcia $\bar{x}_1$. Zależność kąta wypływu strugi θ od $\bar{x}_1$ jest ważna przy obliczaniu siły hydrodynamicznej, której uwzględnienie jest niezbędne do analizy stanów nieustalonych układów napędowych i sterujących. Jak widać z wykresu, przy małych otwarciach względnych $\bar{x}_1$ wartość współczynnika kontrakcji wynosi $\varkappa = 0{,}673$ i zmienia się do wartości $\varkappa = 0{,}20$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

przy $\bar{x}_1 = 5$. Kąt wypływu strugi zmienia się od wartości $\theta = 69°$ przy małych otwarciach do wartości $\theta = 53°20'$ dla $\bar{x}_1 = 5$.

Przypadek otworu wypływowego w dnie zbiornika (rys. I-198a), analizowany także przez Misesa, może być wykorzystany w konstrukcji zaworów suwakowych (rys. I-198b). Wartość współczynnika kontrakcji $\varkappa$ zmienia się, jak widać z wykresu (rys. I-198c), od $\varkappa = 0{,}673$ przy małych otwarciach względnych $\bar{x}_2$ do $\varkappa = 1$ przy $\bar{x}_2 = 1$. Kąt wypływu strugi zmienia się natomiast od $\theta = 21°$ przy otwarciu $\bar{x}_2$ bliskim zeru do $\theta = 0°$ przy maksymalnym otwarciu.



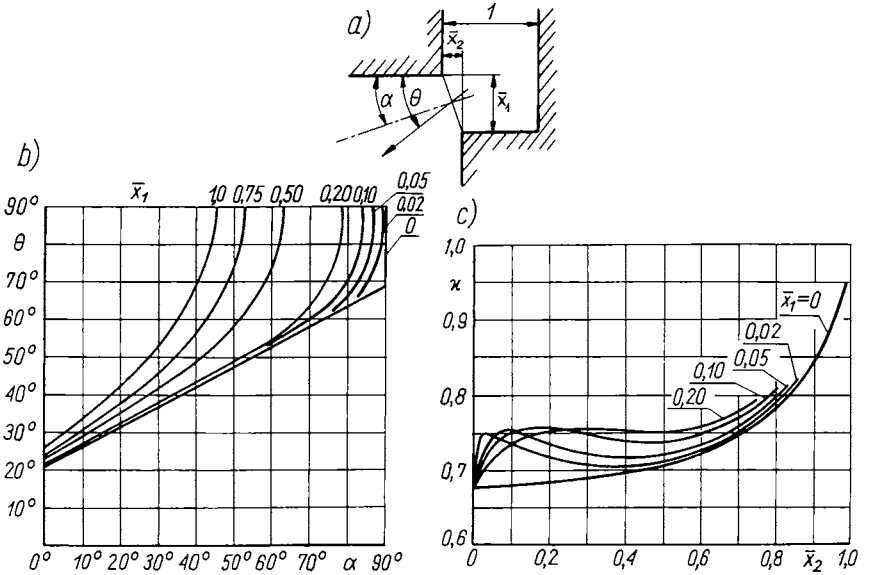
Rys. I-198. Zależność współczynnika kontrakcji $\varkappa$ oraz kąta θ wpływu strugi przez szczelinę zaworu suwakowego od względnego otwarcia $\bar{x}_2$: a) model Misesa, b) szczelina zaworu tłoczkowego, c) zależności $\varkappa = f(\bar{x}_2)$ i $\theta = f(\bar{x}_2)$

W typowych zaworach suwakowych otwarcie szczeliny jest z reguły bardzo małe i dlatego można przyjmować, z dostateczną dla potrzeb praktyki dokładnością, że wartość współczynnika kontrakcji $\varkappa = C_q = 0{,}673$, a kąt wypływu strugi wynosi $\theta = 69°$. Wartości te były potwierdzone podczas licznych badań opublikowanych w literaturze.

W rzeczywistych konstrukcjach zaworów suwakowych para suwak-tuleja ma luz promieniowy, którego wpływ przy małych otwarciach należy uwzględnić. Na rys. I-199 przedstawiono dla pary suwakowej z luzem (rys. I-199a) zależność kąta wypływu strugi θ od kąta α, usytuowania szczeliny względem krawędzi sterującej (rys. I-199b) oraz współczynnika kontrakcji $\varkappa$ od wartości otwarcia względnego zaworu $\bar{x}_2$ (rys. I-199c). W szczelinie tej $\bar{x}_1$ oznacza bezwymiarową wartość luzu. Dla małych wartości otwarć względnych $\bar{x}_2$ wpływ luzu $\bar{x}_1$ jest stosunkowo duży (do 10%). Praktycznie można więc dla zaworów suwakowych przyjmować $\varkappa = 0{,}75$.

Kąt wypływu strugi ze szczeliny sterującej, utworzonej przez ostrokrawędziowy tłoczek w kanale tulei suwakowej, zależny jest — jak widać z powyższego — od względnego otwarcia kanału przepływowego x. Dla niewielkich otwarć, lecz większych od wartości luzu promieniowego tłoczka, kąt θ przyjmuje wartość 69°. Siłę hydrodynamiczną można wówczas wyznaczyć, podstawiając w równaniu (I-428), po pominięciu składowej dla ruchu nieustalonego, znane z hydromechaniki zależności na natężenie Q i prędkość v przepływu w szczelinie od Δp.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-199. Zależność kąta θ wypływu strugi oraz współczynnika kontrakcji $\varkappa$ dla rzeczywistej szczeliny suwakowej: a) szczelina z luzem $\bar{x}_1$, b) zależność kąta θ wypływu strugi od kąta usytuowania otworu α, c) zależność współczynnika kontrakcji $\varkappa$ od otwarcia szczeliny $\bar{x}_2$

Otrzymuje się ostatecznie

$$P_d = \frac{0{,}72}{\sqrt{\xi}} f_x \Delta p \tag{I-432}$$

lub

$$P_d = 0{,}36 Q \sqrt{2\varrho \Delta p} \tag{I-432a}$$

W równaniach tych $f_x = \pi \mathrm{d}x$ jest polem powierzchni przekroju przepływowego szczeliny, Δp — spadkiem ciśnienia w szczelinie, Q — natężeniem przepływu, ϱ — gęstością czynnika, ξ — współczynnikiem oporów przepływu przez szczelinę. Wartość ξ można wyznaczyć wykorzystując dane z wykresów na rys. I-197 ÷ I-199, pamiętając że dla przepływu burzliwego $\xi = 1/C_q^2 \approx 1/\varkappa^2$, gdzie C_q jest współczynnikiem przepływu.

Siłę hydrodynamiczną przy przepływie ustalonym ($Q = \text{const}$) można zmniejszyć. Jedną z możliwości najczęściej w literaturze zalecaną jest ukształtowanie suwaka i komory w tulei, jak na rys. I-196b. Tłoczek zostaje tu wyprofilowany podobnie jak łopatka turbinowa, natomiast kanał tulei w taki sposób, aby zgodnie z kierunkiem wlotu uzyskać powiększanie się jego objętości. Wpływający przez szczelinę strumień pod kątem θ_1 doznaje na powierzchni tłoczka odchylenia i opuszcza komorę tłoczka pod kątem θ_2. Jeśli założyć przepływ ustalony oraz pominąć tarcie, to *siła hydrodynamiczna* może być obliczona wg wzoru I-431) jako

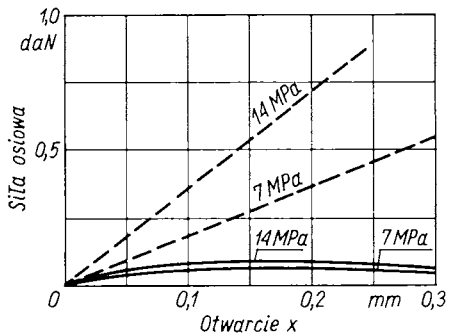
$$P_{d1} = \varrho Q v(\cos\theta_1 - \cos\theta_2) \tag{I-439}$$

Ponieważ kąt $\theta_2 < \theta_1$ ($\cos\theta_2 > \cos\theta_1$), więc siła hydrodynamiczna ma kierunek przeciwny niż poprzednio. Zawirowanie, wyrażające się przepływem

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

powrotnym pod kątem θ_3, zwiększa jeszcze dodatkowo wartość siły hydrodynamicznej. W tej sytuacji całkowita siła oddziałująca na suwak rozdzielacza będzie różnicą oddziaływań P_{d1} i P_{d2}, a więc będzie mniejsza niż poprzednio.

Teoretyczne obliczenie wymiarów tłoczka i kanału jest niestety niemożliwe, ze względu na złożoność zjawisk jakie tu występują. Z tego też względu dobieranie odpowiednich kształtów suwaka i komory może się odbywać tylko eksperymentalnie metodą kolejnych prób i poprawek. Na rys. I-200 zestawiono porównanie wyników pomiarów [40] siły osiowej dla rozdzielaczy (wg rys. I-196) odciążonego i nieodciążonego od sił hydrodynamicznych przy ciśnieniach 7 i 14 MPa. Linią przerywaną naniesiono zależność całkowitej siły osiowej przy przesterowaniu suwaka wg rys. I-196a, liniami ciągłymi suwaka wg rys. I-196b. Z porównania widać wyraźnie, że siła osiowa suwaka wg rys. I-196b jest znacznie mniejsza dla całego zakresu otwarć oraz, że praktycznie nie zależy od wielkości otwarcia szczeliny.



Rys. I-200
Siła osiowa obciążająca suwaki tłoczkowe wg rys. I-196

W obciążeniu osiowym suwaka największy udział, w rozdzielaczach sterujących powszechnego zastosowania, służących do sterowania typowymi siłownikami lub silnikami, mają sprężyny centrujące. Mają one zapewnić samoczynny powrót suwaka w położenie neutralne z chwilą ustania działania siły, która wymusza jego przemieszczenie. Siła sprężyny musi więc pokonać wszystkie osiowe siły czynne i bierne obciążające suwak. Siła przyłożona do dźwigni sterującej będzie musiała pokonać, oprócz sił omówionych uprzednio także siłę sprężyn, które mają zapewnić powrót suwaka w położenie wyjściowe. W przypadku sterowania elektromagnetycznego siła elektromagnesu musi spełniać warunek $F_M > P_s + \Sigma P_i$, gdzie P_s — siła sprężyny, ΣP_i — opory ruchu suwaka.

6.2.2.3. Przykłady konstrukcji

Rozdzielacze suwakowe, służące pierwotnie wyłącznie do sterowania kierunkiem przepływu, mogą spełniać i spełniają współcześnie w układzie również inne funkcje sterowania i regulacji. Ze względu na funkcje pełnione przez rozdzielacze suwakowe można je podzielić na trzy grupy. Pierwszą grupę stanowią *rozdzielacze służące do sterowania kierunkiem przepływu*, drugą — *rozdzielacze proporcjonalne*, spełniające dodatkowo rolę zaworów sterujących natężeniem przepływu oraz trzecią tzw. *serworozdzielacze*, zwane w literaturze najczęściej *wzmacniaczami hydraulicznymi*. Rozdzielacze suwakowe

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

pierwszej grupy spełniają w układzie rolę prostych sterowników, a więc służą do uruchamiania i zatrzymywania silnika — zależnie od typu — w jednym lub w dwu kierunkach jego ruchu. Rozdzielacze drugiej i trzeciej grupy można opisać dokładniej korzystając z podstawowych pojęć obowiązujących w automatyce.

Sterowaniem nazywa się najogólniej odpowiednią nastawę jakiejś wielkości, zwanej wyjściową, charakteryzującej dany przebieg lub proces, za pomocą odpowiedniego sygnału wejściowego. Szczególnym przypadkiem sterowania jest *regulacja*. Jest to taki proces sterowania, w którym zadana wielkość wejściowa jest systematycznie porównywana z wielkością wyjściową i jeśli wystąpi różnica ich wartości, to zostaje przetworzona na odpowiedni sygnał powodujący takie przesterowanie układu, aby przywrócić ich zgodność. W procesie regulacji należy zatem utrzymać stałą, zadaną z góry wartość określonego parametru, który mógłby ulegać zmianie w wyniku zakłóceń pochodzących z zewnątrz. *Regulator* różni się zatem od *sterownika* tym, że ma tzw. sprzężenie zwrotne, za pomocą którego dokonuje się systematycznego porównywania sygnałów wejściowego i wyjściowego. Usunięcie sprzężenia zwrotnego sprawia, że regulator staje się sterownikiem, a więc urządzeniem, za pomocą którego można zmieniać wartość sterowanego parametru, bez możliwości automatycznej korekty w przypadku pojawienia się zakłóceń.

Rozdzielacze proporcjonalne są sterownikami, które w porównaniu ze zwykłymi rozdzielaczami sterującymi kierunkiem przepływu mogą służyć także do nastawiania prędkości roboczych silnika. Umożliwiają tym samym opanowanie, występujących w rozwiązaniach tradycyjnych niekontrolowanych często zjawisk rozruchowych mechanizmów obciążanych dużymi siłami masowymi. Pozwalają dowolnie nastawiać czasy rozruchu i hamowania za pomocą odpowiedniego doboru dopuszczalnych przyspieszeń i charakterystyk otwarcia określonych progresywną i bardziej precyzyjną, niż w budowie zwykłych rozdzielaczy lecz prostszą w porównaniu z serworozdzielaczami, geometrią krawędzi sterujących. Rozdzielacze proporcjonalne umożliwiają także rozwiązanie wielu problemów związanych ze zdalnym i programowanym sterowaniem układu napędowego oraz projektowanie układów sterowania pompami o zmiennej wydajności zwłaszcza rozwiązywanie zagadnień dokładnej synchronizacji ruchu wielu równolegle z jednego źródła, zasilanych silników.

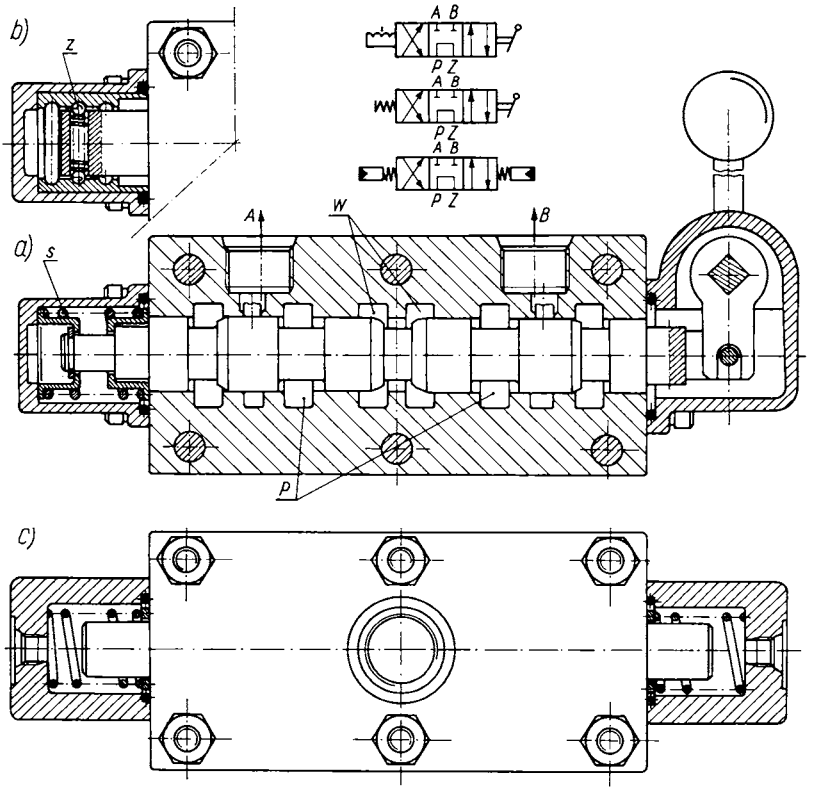
Pod względem budowy rozdzielacze proporcjonalne są dwustopniowymi rozdzielaczami suwakowymi sterowanymi elektrohydraulicznie. Oznacza to, że sygnałem wejściowym jest sygnał elektryczny, wielkością wyjściową zaś ciśnienie lub natężenie przepływu czynnika roboczego, którym jest zasilany układ sterowany. Z nazwy wynika, że między obu wielkościami zachodzi proporcjonalność. To samo można jednak stwierdzić w odniesieniu do serworozdzielaczy stosowanych w układach regulacji. Pod względem funkcjonalnym zawory proporcjonalne znajdują się więc w środku między rozdzielaczami prostymi a serworozdzielaczami. Mogą sterować prędkością silnika, lecz nie są w stanie utrzymać stałej jej wartości. Ich podstawową zaletą — w porównaniu z serworozdzielaczami — jest to, że ciśnienia w obwodzie sterującym rozdzielaczem głównym są znacznie niższe, niż w serworozdzielaczach. Mają prostszą konstrukcję, są mniej wrażliwe na zanieczyszczenia czynnika roboczego i tańsze.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Wszystko to razem sprawia, że rozdzielacze proporcjonalne znajdują coraz częstsze zastosowanie we wszystkich dziedzinach budowy maszyn. Nie przeszkadzają temu wady polegające na tym, że mają gorsze charakterystyki zarówno statyczne, jak i dynamiczne oraz wymagają $10^2 \div 10^3$ razy większych mocy sterowania niż serwozawory.

Znane od początku stulecia układy regulacji zapoczątkowane rozwojem turbin wodnych, a rozwinięte później przez przemysł lotniczy, umożliwiły w ostatnich latach powstanie serworozdzielaczy czyli tzw. *wzmacniaczy przemysłowych* odznaczających się mniejszą wrażliwością na zanieczyszczenia oleju oraz tańszych. Można za ich pomocą rozwiązać wiele problemów zdalnego i programowego sterowania oraz regulacji w hydraulicznych układach napędowych maszyn i urządzeń wytwórczych, a także samojezdnych maszyn roboczych różnych typów.

Na rys. I-201 przedstawiono konstrukcję rozdzielacza typu RBS, produkowanego przez Kombinat PZL-HYDRAL we Wrocławiu. Rozdzielacz produkowany jest w trzech wielkościach, charakteryzowanych średnicą nominalną przelotu, a mianowicie 10, 16 i 20 mm. Ciśnienia nominalne wynoszą 16 lub 32 MPa. Dla mniejszych ciśnień blok rozdzielacza jest wykonany z żeliwa, dla większych ze stali. Jak widać z rysunku, jest to konstrukcja 8-kanałowa,



Rys. I-201. Rozdzielacz typu RBS, produkcji Kombinatu PZL-HYDRAL, Wrocław: a) rozdzielacz sterowany dźwignią ze sprężyną powrotu, b) z mechanizmem zatrzaskowym, c) sterowany hydraulicznie z zasilaniem zewnętrznym

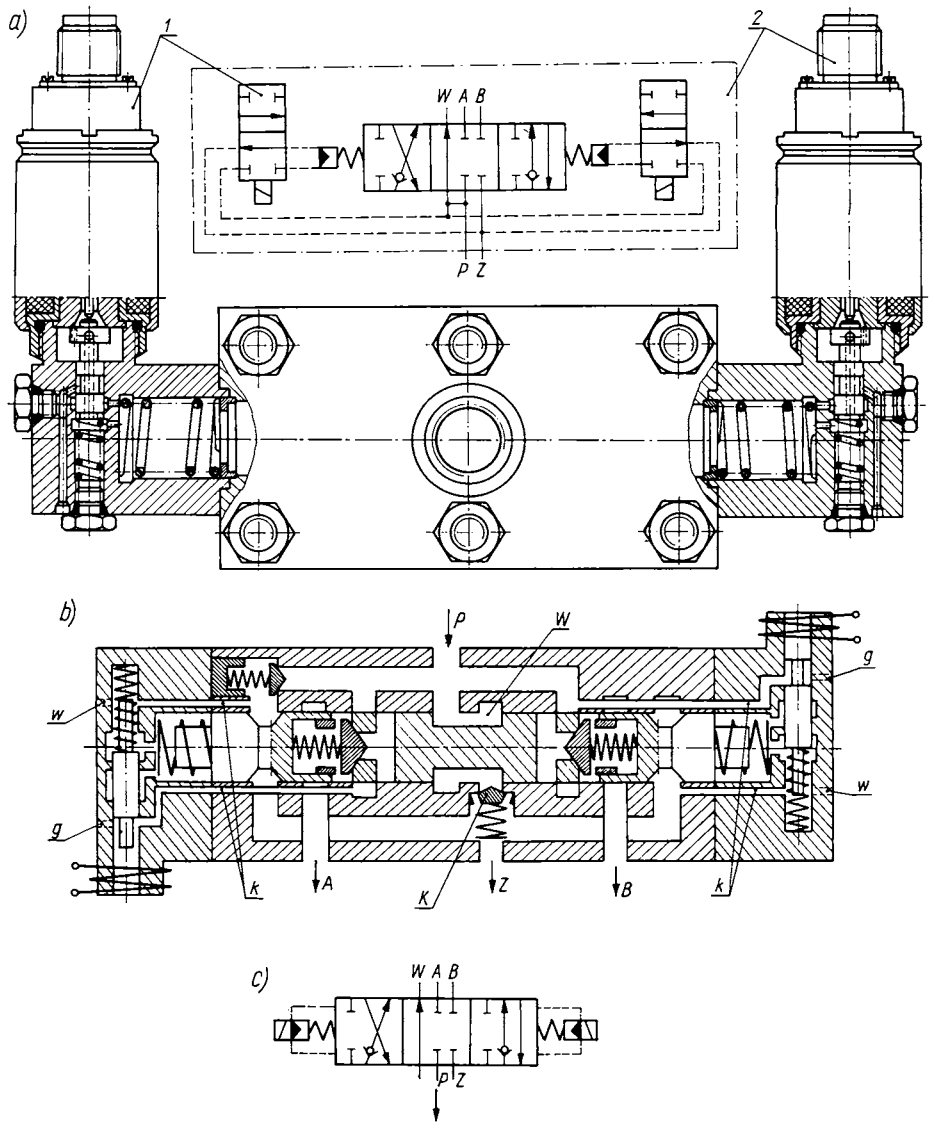
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

6-tłoczkowa umożliwiająca, przy zastosowaniu wymiennych tłoczków, uzyskiwanie różnych systemów połączeń poszczególnych dróg *P, W, Z, A, B*. Na rys. I-201a przedstawiono rozdzielacz sterowany dźwignią. Powrót dźwigni w położenie neutralne następuje samoczynnie pod działaniem sprężyny *s*. Jeśli przystawkę ze sprężyną centrującą zastąpić mechanizmem zatrzaskowym wg rys. I-201b, to suwak będzie mógł być unieruchomiony w dowolnym położeniu sterującym. Siła potrzebna do przesterowania dźwigni nie przekracza 7 daN. Rozdzielacz wg rys. I-201c jest sterowany hydraulicznie z odrębnego źródła zasilającego. Niezbędne ciśnienie w obwodzie sterowania nie przekracza 1 MPa, choć dopuszczalna wartość może dochodzić do 16 MPa. Przecieki wewnętrzne przez szczeliny dla jednej sekcji rozdzielacza, przy ciśnieniu 16 MPa i cieczy o lepkości 37 cSt, nie przekraczają 250 cm^3/min. Na życzenie odbiorcy dostarcza się rozdzielacze w wykonaniu specjalnym o zmniejszonych niemal do zera przeciekach wewnętrznych. Zalecana dokładność filtracji cieczy wynosi 25 μm. Na rys. I-201 podano również symbole graficzne wszystkich trzech wersji rozdzielacza. Pod względem funkcjonalnym jest to więc rozdzielacz 4/3, czterodrogowy, trójpołożeniowy, stosowany uniwersalnie do sterowania odbiornikiem dwustronnego działania. W położeniu neutralnym rozdzielacza pompa jest zwarta ze zbiornikiem, a więc obciążona ciśnieniem wynikającym tylko z oporów przepływu w obiegu zwartym.

Na rys. I-202 jest przedstawiona wersja rozdzielacza ze sterowaniem elektrohydraulicznym. Jednostka wg rys. I-201 jest wyposażona w przystawki sterujące *1* i *2*, składające się z rozdzielacza suwakowego dwupołożeniowego oraz elektromagnesu, który nim steruje. Zasadę działania rozdzielacza wyjaśnia schemat konstrukcyjny przedstawiony na rys. I-202b. Zasilanie i spływ z rozdzielaczy suwakiem głównym odbywa się kanałami *k*, łączącymi przystawki sterujące z zasilaniem *P* lub ze zlewem *Z* rozdzielacza głównego. Niezbędna różnica ciśnień między wlotem *P* a wylotem *Z*, gwarantująca poprawne działanie rozdzielaczy sterujących — w sekcjach, w których przy neutralnym położeniu suwaka otwarty pozostaje wolny przepływ *W* — zapewnia zawór podporowy *K* zainstalowany na linii wolnego przepływu *W*. Minimalne ciśnienie w układzie napędowym, sterowanym za pomocą rozdzielacza elektrohydraulicznego, nie może być mniejsze od niezbędnego ciśnienia sterowania, wynoszącego $p_{st} = 1{,}4$ MPa. Jeśli dokonać zaślepienia kanałów *k* w korpusie rozdzielacza i połączyć otwory *g* z przewodem zasilającym, a otwory *w* ze zlewem niezależnego obwodu sterowania, to uzyskuje się nową wersję rozdzielacza zasilanego z zewnątrz. Uruchamianie suwaka głównego odbywa się za pomocą przystawek i nie wymaga stosowania oddzielnego rozdzielacza, jak ma to miejsce w rozdzielaczu wg rys. I-201c. Na rys. I-202 podano także symbole graficzne rozdzielacza, szczegółowy i uproszczony, jaki zazwyczaj stosuje się w schematach hydraulicznych układów napędowych.

Konstrukcja rozdzielaczy typu RBS jest pomyślana w ten sposób, że umożliwia zestawianie wielosekcyjnych bloków, sterujących wieloobwodowe układy napędowe, zasilane równolegle od jednej pompy, podobnie jak przedstawiono to na rys. I-192e. Wewnątrz wymiennych suwaków mogą znajdować się zawory zwrotne uniemożliwiające powstawanie zakłóceń w czasie pracy równo-

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

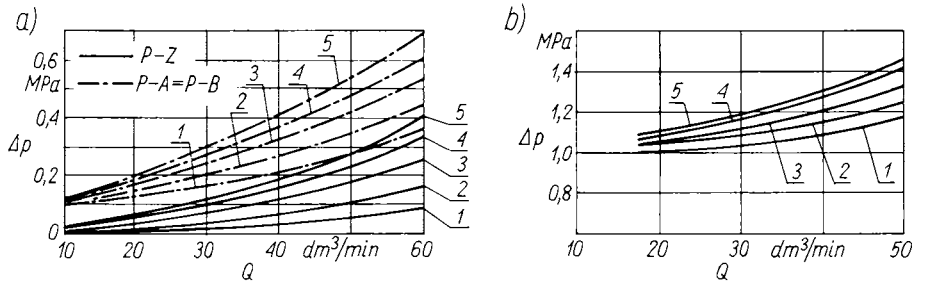


Rys. I-202. Rozdzielacz typu RBS, produkcji Kombinatu PZL-Hydral, sterowany elektrohydraulicznie z zasilaniem wewnętrznym: a) konstrukcja, b) schemat konstrukcyjny, c) symbole graficzne rozwinięty i uproszczony

legle połączonych obwodów o różnych obciążeniach. Największa przewidywana liczba sekcji w bloku wynosi 5. Pokrywa wlotowa jest wyposażona w zawór maksymalny, spełniający rolę zaworu bezpieczeństwa. Zawór nastawiony jest na ciśnienie otwarcia w granicach $1 \div 16$ MPa lub 32 MPa, zależnie od tego, czy rozdzielacz jest wykonany z żeliwa, czy stali.

Na rys. I-203 podano charakterystyki przepływowe rozdzielaczy RBS o średnicy nominalnej przelotu 16 mm. Rysunek I-203a odnosi się do rozdzielaczy wg rys. I-201, natomiast rys. I-203b do rozdzielaczy wg rys. I-202. Na wykresach podano opory przepływu rozdzielaczy blokowych o liczbie sekcji w

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-203. Charakterystyki przepływowe rozdzielacza RBS o nominalnej średnicy przelotu 16 mm: a) o konstrukcji wg rys. I-201, b) o konstrukcji wg rys. I-202, linie ciągłe — dla przepływu P-Z, linie przerywane - - dla przepływu P-A i P-B

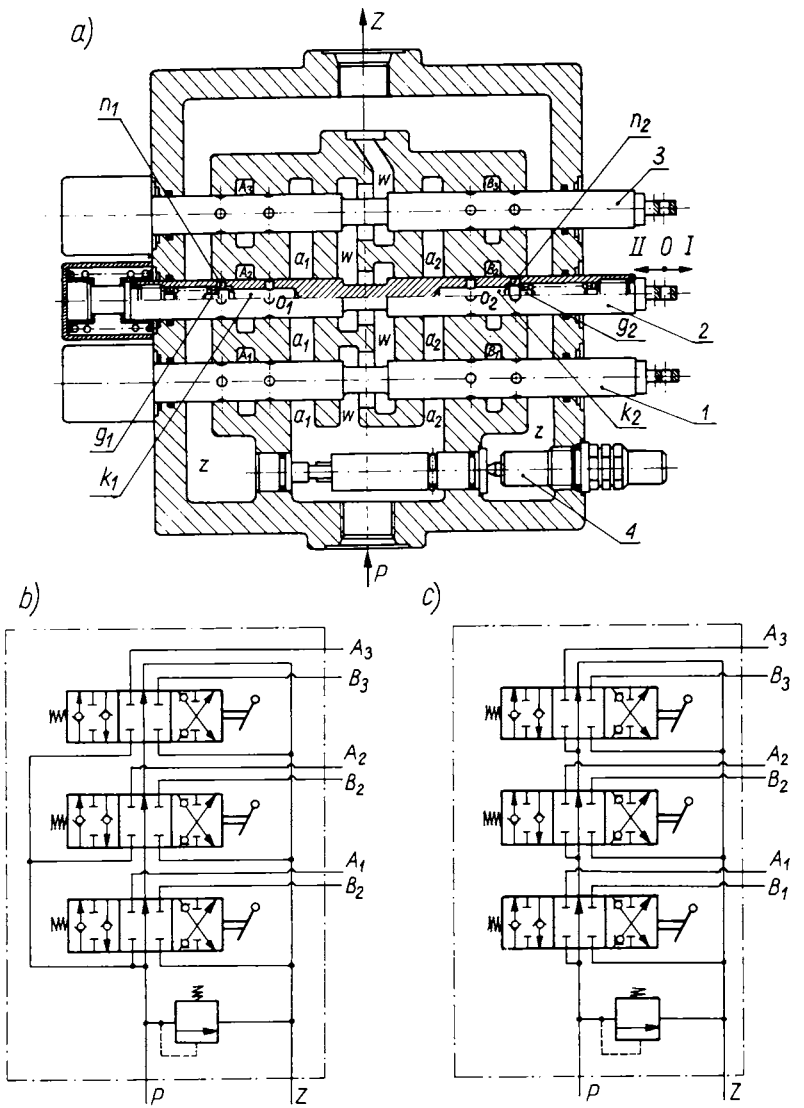
bloku od 1 do 5. Liniami ciągłymi wyrażono zależność spadku ciśnienia na drodze *P-Z*, przerywanymi na drodze *P-A* i *P-B*. Dla rozdzielaczy sterowanych elektrohydraulicznie opory przepływu w linii *P-A* i *P-B* są takie same, jak dla pozostałych rodzajów sterowań. Krzywe oznaczone linią przerywaną na rys. I-203a są więc ważne także dla rozdzielaczy elektrohydraulicznych.

W maszynach roboczych ciężkich są stosowane często rozdzielacze wielosekcyjne monoblokowe, w których blok zaworowy jest wykonany jako jednolity odlew. Na rys. I-204a przedstawiono konstrukcję tego rozdzielacza, a na rys. I-204b szczegółowy symbol graficzny. W położeniu neutralnym suwaka czynnik roboczy, wypełniając kanały a_1 i a_2, płynie kanałem tzw. *wolnego przepływu w* do otworu spływowego Z i dalej do zbiornika. Po przesterowaniu suwaka w położenie I następuje otwarcie, jego krawędziami sterującymi, przepływu kanału a_1 otworami o_1 do komory k_1 wewnątrz suwaka. Z komory k_1 ciecz przepływa przez zawór zwrotny g_1 i dalej otworami n_1 do komory A_2, zasilającej sterowany odbiornik. W tym samym czasie czynnik z komory spływowej B_2 odbiornika dostaje się do komory k_2 otworami o_2, skąd po otwarciu zaworu zwrotnego g_2 otworami n_2 spływa do kanału Z. W położeniu II suwaka jest zasilana komora B_2, a komora A_2 jest połączona z kanałem zlewowym. Z uwagi na to, że kanały a_1 i a_2 wszystkich sekcji rozdzielaczy są zawsze połączone z zasilaniem, możliwe jest zasilanie wszystkich trzech sekcji rozdzielacza równocześnie, jak widać to także ze schematu połączeń, podanego na rys. I-204b. Układ połączeń jest więc równoległy. Równoczesna praca wszystkich trzech obwodów jest możliwa tylko wówczas, gdy ich obciążenia są jednakowe. Przy niejednakowych obciążeniach najpierw ruszy odbiornik najmniej obciążony. Jeśli odbiornikiem jest siłownik, to dopiero gdy tłok osiągnie swoje skrajne położenie, będą stworzone warunki do tego, aby ciśnienie wzrosło do wartości wymaganej przez następny odbiornik.

Firma produkuje także rozdzielacze z szeregowym układem połączeń poszczególnych sekcji. Schemat takiego systemu przedstawiono na rys. I-204c. Jak widać z rysunku, włączenie dowolnej sekcji rozdzielacza odcina wszystkie pozostałe od pompy. Równoczesna praca dwóch odbiorników jest więc niemożliwa.

Rozdzielacze wielosekcyjne zarówno monoblokowe, jak i składane z segmentów, umożliwiają zmniejszenie liczby i długości przewodów, którymi

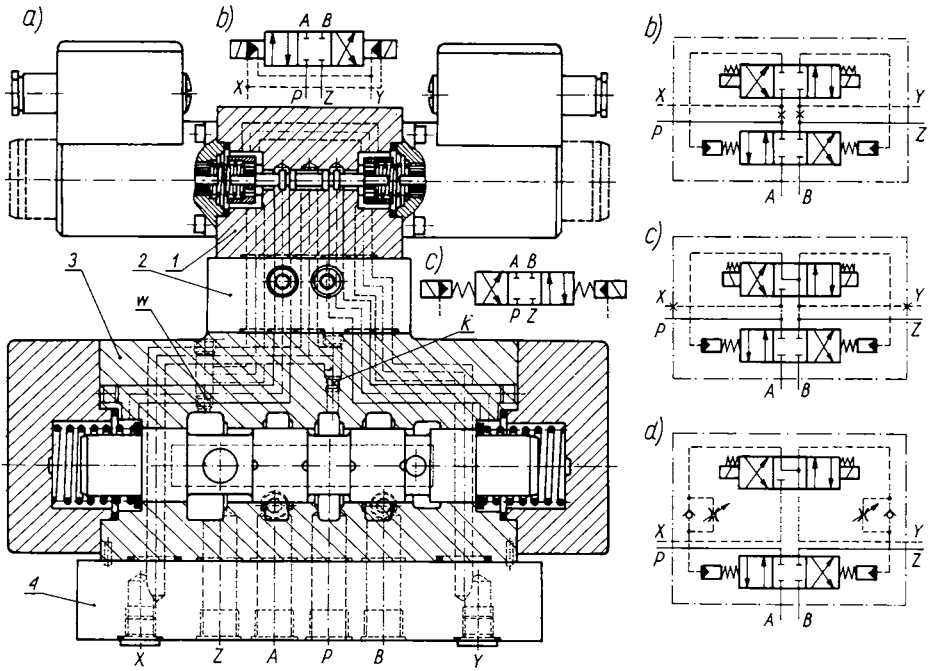
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-204. Konstrukcja rozdzielaczą trójsekcyjnego, czterodrogowego, trójpołożeniowego produkcji Zakładów BUMAR WARYŃSKI S.A., Warszawa, na licencji HAMWORTHY: a) konstrukcja, b) symbol graficzny sekcji łączonych równolegle, c) symbol graficzny sekcji łączonych szeregowo

musiałyby być połączone poszczególne sekcje, gdyby każda z nich była łączona indywidualnie z pompą i zbiornikiem. W budowie zaworów, w tym także rozdzielaczy, można uzyskać dalsze jeszcze uproszczenie montażu i zwiększenie przejrzystości układu stosując tzw. *połączenia płytowe*, umożliwiające zestawienie kompletnych układów sterujących, a więc zespołów rozdzielaczy z wszystkimi, niezbędnymi do poprawnego funkcjonowania układu, zaworami. Połączenia te umożliwiają bezpośrednie łączenie elementów w stosy zarówno w płaszczyźnie poziomej, jak też warstwowo w pionie (rys. I-205) lub kombinację obu tych sposobów.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-205. Rozdzielacz elektrohydrauliczny firmy REXROTH (RFN): a) konstrukcja; 1 — rozdziclacz elektromagnetyczny, 2 — płyta pośrednia, 3 — rozdzielacz główny, 4 — płyta mocująca, b) symbol graficzny rozdzielacza sterowanego zewnętrznie, c) symbol rozdzielacza sterowanego wewnętrznie d) symbol rozdzielacza sterowanego zewnętrznie i z zaworami jednostronnic dławiącymi w obwodzie sterowania

Rozdzielacze sterowane elektromagnetycznie, w których przemieszczanie suwaka odbywa się bezpośrednio elektromagnesami, mogą być stosowane tylko do mniejszych ciśnień nominalnych i stosunkowo niewielkich średnic nominalnych przelotu. Przy większych ciśnieniach i dużych wymiarach suwaka ich opory ruchu są znacznie większe od tych, jakie mogą pokonywać typowe elektromagnesy. W tej sytuacji zachodzi konieczność budowy rozdzielaczy dwustopniowych, w których mały rozdzielacz pomocniczy — sterowany bezpośrednio elektromagnesem — służy do sterowania hydraulicznego rozdzielaczem głównym, spełniającym rolę sterownika w układzie napędowym. Konstrukcja wg rys. I-202 może być tego przykładem. Suwak główny jest tu przesterowywany hydraulicznie za pomocą dwóch rozdzielaczy 4/2 (czterodrogowych, dwupołożeniowych) sterowanych elektromagnetycznie. Rozdzielacze te, zwane często *wstępnymi* lub *pilotami*, są specjalnie skonstruowane do sterowania suwakiem głównym. Zamiast nich można zastosować jeden czterodrogowy, trójpołożeniowy rozdzielacz elektromagnetyczny, wykorzystywany normalnie do sterowania kierunkiem przepływu strumieni o niewielkich natężeniach przepływu i przy średnich ciśnieniach.

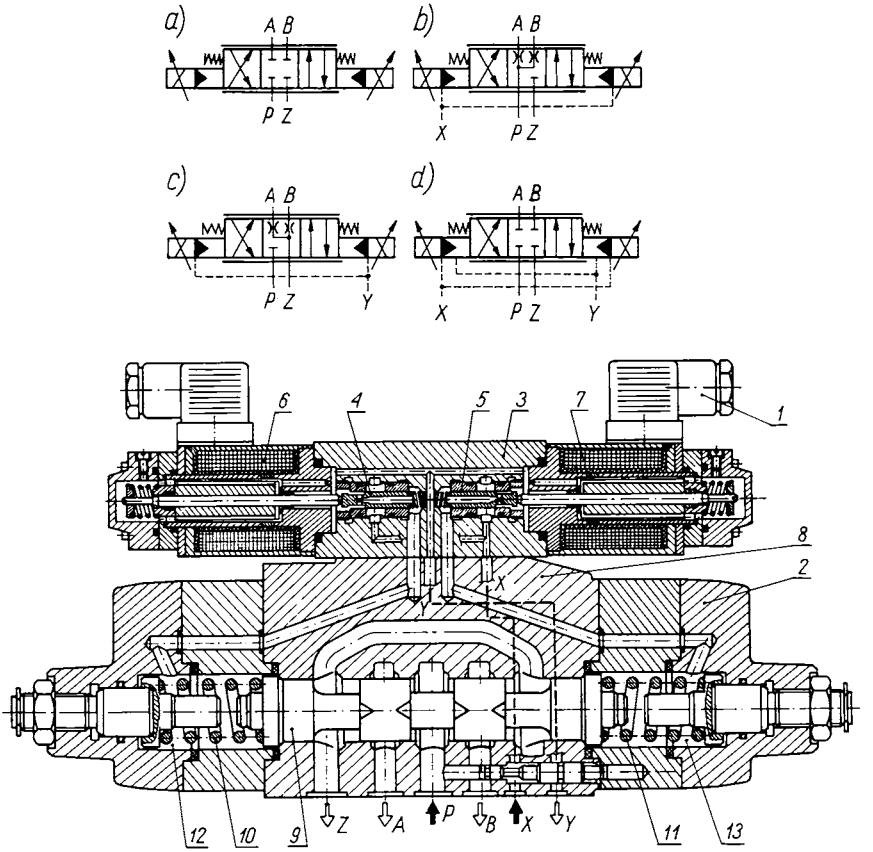
Na rys. I-205a przedstawiono konstrukcję takiego rozdzielacza, przystosowaną do montażu na płycie zbiorczej lub do montażu przewodowego przy zastosowaniu płyty *4*. Płyta ta ma gniazda gwintowe, umożliwiające zastosowanie do tego celu znormalizowanych przyłączy rurowych. Rozdzielacz składa

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

się z dwóch jednostek, z których pierwsza *1* jest sterowana bezpośrednio elektromagnesami, natomiast druga *3* jest rozdzielaczem głównym sterowanym hydraulicznie za pomocą rozdzielacza wstępnego *1*. Obie jednostki mogą być połączone bezpośrednio lub za pomocą płyty pośredniej *2*, w której są wbudowane zwykle dwa zawory jednostronnie dławiące. Ich zadaniem jest umożliwienie nastawy czasu przesterowania rozdzielacza głównego. W płycie mocującej *4*, oprócz drogi zasilającej *P*, zlewu *Z* i odbiornika *A* i *B*, znajdują się dwa kanały *X* i *Y* umożliwiające zasilanie rozdzielacza wstępnego *1* z niezależnego zewnętrznego obwodu sterującego. Symbole graficzne rozdzielacza o takim systemie zasilania, szczegółowy i uproszczony, przedstawiono na rys. I-205b. Rozdzielacz pierwszego stopnia może być zasilany wewnętrznie tzn. pompą *P* zasilającą rozdzielacz główny i dalej wyloty odbiornika *A* i *B*. W tym celu należy zaślepić otwory *X* i *Y* korkami gwintowymi i usunąć zaślepki *k* w kanale zasilającym i *w* w kanale zlewowym. Symbole graficzne takiego układu, szczegółowy i uproszczony, przedstawiono na rys. I-205c. Na rys. I-205d podano symbol szczegółowy zasilanego zewnętrznie rozdzielacza elektrohydraulicznego z dodatkowymi zaworami jednostronnie dławiącymi, za pmocą których nastawia się czas przesterowania suwaka głównego. Zmniejszając przekrój przelotu zaworu dławiącego, uzyskuje się wydłużenie czasu przesterowania i zapobiega uderzeniom hydraulicznym w obwodzie układu roboczego, w czasie jego włączania lub wyłączania. Rozdzielacz może mieć w położeniu neutralnym połączenie dróg *P* i *Z*, umożliwiające odciążenie pompy przy zatrzymanym silniku. Jeśli zasilanie obwodu sterującego jest przy tym wewnętrzne, to na linii *P-Z* rozdzielacz musi mieć wbudowany zawór podporowy w celu zapewnienia minimalnego ciśnienia, jakie jest niezbędne do przesterowania suwaka głównego.

Na rys. I-206 przedstawiono schemat konstrukcyjny rozdzielacza proporcjonalnego typu WRZ produkowanego w czterech wielkościach, tzn. o nominalnej średnicy przelotu 10, 16, 25 i 32 mm i o natężeniach przepływu odpowiednio od 115 do 1200 dm^3/min. Jest to rozdzielacz dwustopniowy, w którym pierwszy stopień służy do sterowania suwakiem rozdzielacza głównego. Rozdzielacz wstępny *1* stanowi ciśnieniowy zawór suwakowy sterowany dwoma mokrymi magnesami proporcjonalnymi *6* i *7*. Elektryczny sygnał wejściowy jest zamieniany przez elektromagnesy na siłę proporcjonalną do natężenia prądu. Zawory elektromagnesów oddziałują na suwaki tłoczkowe *4* i *5*. Rozdzielacz główny *2* jest rozdzielaczem suwakowym. W korpusie *8* pracuje suwak *9* utrzymywany w położeniu neutralnym przez sprężyny *10* i *11*; komory *12* i *13* mają bowiem połączenie poprzez kanały i otwory w tłoczkach sterujących z otworem zlewowym *Y*. Jeśli będzie wzbudzony lewy elektromagnes, to jego zwora przesunie tłoczek *4* w prawo i otworzy przepływ z komory zasilającej do komory *12*, odcinając równocześnie spływ do kanału *Y*. Zasilanie obwodu sterującego suwakiem głównym może być wewnętrzne z kanału *P* lub zewnętrze — przez otwór i kanał *X*. W komorze *12* panuje ciśnienie odpowiadające sile wzbudzonego elektromagnesu. Ciśnienie to jest proporcjonalne do prądu wzbudzenia i działając na powierzchnię czołową suwaka *9* powoduje jego przemieszczenie w prawo przeciwko sile wywieranej przez sprężynę *11*, do chwili gdy przywrócona zostanie równowaga układu suwak-sprężyna. Im większa jest

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-206. Rozdzielacz proporcjonalny firmy REXROTH (RFN): a) do d) symbole graficzne dla różnych systemów zasilania i odciążania obwodu sterującego; *1* — rozdzielacz wstępny, *2* — rozdzielacz główny, *3* — korpus rozdzielacza wstępnego, *4*, *5* — suwak tłoczkowy *6*, *7* — magnes, *8*, *9* — korpus i suwak rozdzielacza głównego, *10*, *11* — sprężyna, *12*, *13* — komory czołowe suwaka głównego, *P* — pompa zasilająca, *A*, *B* — wyjścia do odbiornika, *Z* — wyjście do zbiornika, *X*, *Y* — zasilanie i odciążenic zewnętrzne rozdzielacza wstępnego

siła elektromagnesu, tym większe jest ciśnienie w komorze, tym większego przemieszczenia dozna suwak i tym większe będzie natężenie przepływu na drodze *P*-*B*. Maksymalne przemieszczenie tłoczków sterujących wynosi 0,7 mm, natomiast suwaka głównego 7 mm. Ciśnienie w obwodzie sterującym wynosi 2,5 MPa.

Na rys. I-206 podane są symbole graficzne rozdzielacza dla różnych systemów połączenia dróg w położeniu neutralnym suwaka oraz dla różnych układów zasilania obwodu sterującego. Symbol a odnosi się do rozdzielacza, w którym obwód sterujący jest zasilany i odciążany wewnętrznie, symbol b do konstrukcji, w której zasilanie obwodu sterującego jest zewnętrzne, a spływ *Y* następuje do obwodu głównego, odwrotnie jak w symbolu c. Symbol d odnosi się do rozdzielacza zasilanego i odciążanego zewnętrznie.

Ciśnienie robocze rozdzielaczy wynosi 35 MPa, ciśnienie w obwodzie sterowania zewnętrznego do 10 MPa, nominalny prąd elektromagnesów 700 mA.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

6.2.2.4. Suwakowe wzmacniacze nadążne

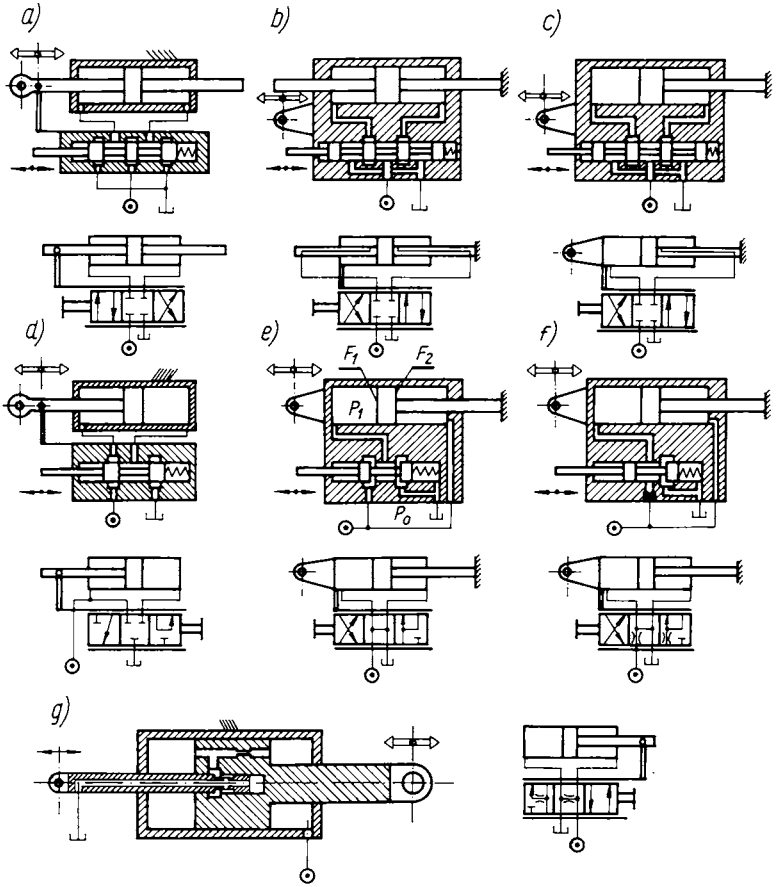
W *suwakowych wzmacniaczah nadążnych*, zwanych w literaturze również *śledzącymi*, wielkość sterowania (wyjściowa) jest jednoznacznie określona przez niezależną wielkość sterującą (wejściową). Wielkością wejściową może być dowolna wielkość mechaniczna (najczęściej siła lub droga), hydrauliczna (ciśnienie) lub elektryczna (natężenie prądu sterującego). Układ ten zwany również *serwomechanizmem* składa się z elementu sterującego (rozdzielacza suwakowego), organu wykonawczego (siłownika lub silnika obrotowego) oraz wiążącego je zespołu sprzężenia zwrotnego, umożliwiającego uzyskanie na wyjściu wielkości hydraulicznej proporcjonalnej do zadanej wielkości wejściowej. Stosunek wielkości sterowanej i sterującej nosi nazwę *wzmocnienia serwomechanizmu*. Wartości wzmocnienia, jakie w tego typu serwomechanizmach można uzyskać, są rzędu 10^6, co oznacza, że moc na wejściu rzędu mW pozwala sterować układem o mocy wyjściowej rzędu kW. Moc ta musi być — rzecz jasna — dostarczana do układu sterowanego z niezależnego źródła zasilającego.

Sterowanie nadążne z serwomechanizmami hydraulicznymi, suwakowymi jest stosowane w obrabiarkach, szczególnie w urządzeniach kopiujących, w lotnictwie do sterowania usterzeniem samolotów oraz w mechanizmach kierowniczych pojazdów i samojezdnych maszyn roboczych. Stosuje się je także do sterowania wydajnością dużych pomp wyporowych, pracujących jako generatory w hydraulicznych układach napędowych.

Ze względu na konstrukcję rozdzielacza serwomechanizmy dzielą się na *cztero-*, *dwu-* i *jednokrawędziowe*. Na rys. I-207a, b i c przedstawiono schematy konstrukcyjne i hydrauliczne serwomechanizmów czterokrawędziowych: z siłownikiem o dwustronnym tłoczysku i z nieruchomym cylindrem (rys. I-207a), z siłownikiem o dwustronnym nieruchomym tłoczysku (rys. I-207b) oraz z siłownikiem o jednostronnym tłoczysku (I-207c). W rozwiązaniu pokazanym na rys. I.207a tuleja suwakowa jest sprzężona z tłoczyskiem, zaś w rozwiązaniach przedstawionych na rys. I-207b, c — cylindrem.

Zgodnie z nazwą układy wg. rys. I-207a, b, c są sterowane czterema krawędziami — dwoma na tłoczku środkowym i po jednej na tłoczkach zewnętrznych (rys. I-207a) lub dwoma na każdym tłoczku (rys. I-207b, c). Przemieszczając suwak tłoczkowy w lewo (rys. I-207a), łączy się zasilacz z prawą komorą roboczą siłownika, podczas gdy komora lewa jest zwarta ze zbiornikiem. Tłok siłownika przemieszcza się również w lewo, pociągając za sobą tuleję suwakową, a więc dąży do przywrócenia pierwotnego stanu równowagi. Ruch tłoka będzie zatem trwał dopóty, dopóki przemieszczać się będzie suwak sterujący. Jeśli tłoczysko będzie bezpośrednio sprzęgnięte z tuleją suwakową, a więc jeśli przełożenie sprzężenia zwrotnego wynosi 1, to przemieszczenie tłoka będzie równe przemieszczeniu suwaka sterującego. Siła występująca na suwaku sterującym, wynikająca z oporów jego ruchu oraz nacisku sprężyn centrujących, jest bardzo mała, natomiast siła na tłoczysku może być dowolnie duża, ponieważ jej wartość zależy od wartości iloczynu powierzchni czynnej tłoka i ciśnienia zasilania. Urządzenie to jest typowym wzmacniaczem siły o działaniu

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-207. Suwakowe wzmacniacze nadążne: a) czterokrawędziowy z nieruchomym cylindrem, b), c) czterokrawędziowe z nieruchomym tłokiem, d) dwukrawędziowy z nieruchomym cylindrem, e) dwukrawędziowy z nieruchomym tłokiem, f) jednokrawędziowy z nieruchomym tłokiem, g) jednokrawędziowy z nieruchomym cylindrem

dwukierunkowym. Przesterowanie suwaka w prawo powoduje wymuszenie ruchu nadążnego tłoka w tym samym kierunku. Działanie układów przedstawionych na rys. I-207b i c jest podobne, przy czym organem wykonawczym jest cylinder stanowiący jedną całość z tuleją suwakową.

Przekrycia stosowane w parach suwakowych rodzielaczy są zwykle ujemne i mają wartość rzędu kilku μm. Wadą przekryć dodatnich jest dość duża strefa nieczułości, proporcjonalna do różnicy szerokości tłoków i wytoczeń w tulei suwakowej. Przekrycia zerowe są ze względów technologicznych bardzo trudne do osiągnięcia. Ze względu na małe luzy pary suwakowe serwomechanizmów są bardzo wrażliwe na zanieczyszczenia czynnika roboczego i wymagają starannej jego filtracji nierzadko z dokładnością $\leqslant 10$ μm.

Znacznie prostsze oraz łatwiejsze do wykonania są rozdzielacze dwukrawędziowe, występujące w układach przedstawionych na rys. I-207d, e. Krawędzie sterujące znajdują się po wewnętrznej stronie każdego z dwóch tłoczków suwaka. W układzie pokazanym na rys. I-207d przekrycie jest zerowe. Komora tłoczyskowa jest stale połączona z zasilaczem. W położeniu neutralnym

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

suwaka wszystkie drogi rozdzielacza są zamknięte, a więc tłok pozostaje nieruchomy. Przesterowanie suwaka w lewo powoduje połączenie z zasilaczem również prawej, tłokowej komory siłownika, w wyniku czego tłok przesuwa się także w lewo pociągając za sobą tuleję suwakową, podobnie jak w opisanym wyżej serwomechanizmie czterokrawędziowym. Przy ruchu suwaka w prawo komora tłokowa łączy się ze zbiornikiem, tłok porusza się w prawo, ponieważ komora tłoczyskowa ma bezpośrednie połączenie z zasilaniem.

W układzie z siłownikiem o nieruchomym tłoczysku (rys. I-207e) para suwakowa rozdzielacza ma przekrycie ujemne. Zasilacz jest stale połączony z dwiema komorami siłownika, z prawą (tłoczyskową) bezpośrednio, z lewą zaś pośrednio z przestrzeni między szczelinami dławiącymi utworzonymi przez krawędzie sterujące suwaka i wytoczenie tulei suwakowej. Wartość ciśnienia p_1 w przestrzeni między szczelinami dławiącymi zależy od położenia suwaka względem tulei. W położeniu neutralnym $p_1 = p_0/2$, ponieważ zasilacz jest rozładowywany przez układ dwóch jednakowych szeregowo połączonych szczelin. Jeśli przy tym $\varphi = \frac{F_1}{F_2} = 2$, to tłok pozostaje nieruchomy. Przesunięcie suwaka w lewo powoduje wzrost ciśnienia p_1, natomiast przemieszczenie go w prawo — spadek ciśnienia. W pierwszym przypadku cylinder będzie się również przemieszczał w lewo, w drugim zaś — w prawo, aż do osiągnięcia stanu równowagi. Ruch cylindra jest zatem dokładnym odwzorowaniem ruchu suwaka, podobnie jak w serwomechanizmach czterokrawędziowych.

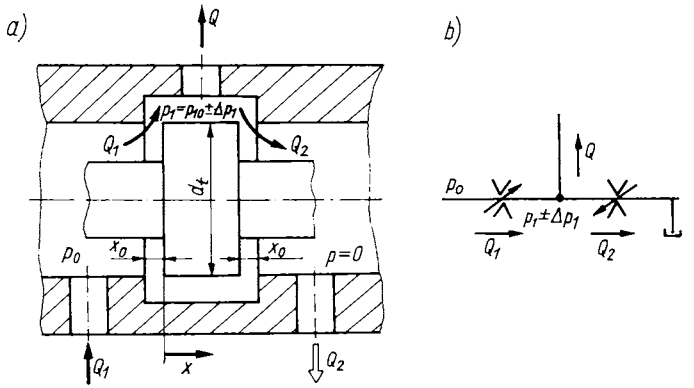
Konstrukcję serwomechanizmu z rozdzielaczem jednokrawędziowym przedstawiono na rys. I-207f. W prawej komorze siłownika, podobnie jak w rozwiązaniu poprzednim, ciśnienie jest stałe i zależy tylko od nastawy zaworu przelewowego zasilacza. Pompa jest rozładowywana w położeniu neutralnym suwaka przez nienastawny zawór dławiący, znajdujący się w otworze wejściowym oraz przez szczelinę utworzoną przez krawędź sterującą w tulei suwakowej. Przemieszczenie tłoczka w lewo powoduje przymykanie szczeliny sterującej, a przez to wzrost ciśnienia w lewej komorze siłownika oraz ruch nadążny cylindra również w lewo. Ruch tłoczka w prawo, a więc powiększenie szczeliny, sprawia, że ciśnienie zasilania lewej komory maleje. Strumień zasilający jest kierowany wówczas do prawej komory, a cylinder z tuleją podąży za tłoczkiem także w prawo. W niektórych rozwiązaniach zamiast nienastawnego zaworu dławiącego na wejściu do komory lewej stosuje się często typowe zawory redukcyjne. Rozdzielacz jednokrawędziowy jest łatwiejszy do wykonania, zapewniając przy tym dokładność odwzorowywania przez siłownik ruchu suwaka sterującego nie mniejszą od dokładności serwomechanizmów dwu- i czterokrawędziowych.

Schemat konstrukcyjny serwomechanizmu jednokrawędziowego, w którym suwak sterujący jest wbudowany bezpośrednio w ruchomy tłok siłownika, przedstawiono na rys. I-207g. Dzięki tej konstrukcji można uzyskać przede wszystkim duże siły na tłoczysku, sprzężonym bezpośrednio z napędzanym mechanizmem. Dokładność odwzorowywania ruchu suwaka jest natomiast mniej istotna. Jest to więc typowy wzmacniacz siły, znajdujący często zastosowanie w układach sterowania wydajnością dużych pomp promieniowych

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

wg rys. I-111 (firmy ORSTA-HYDRAULIK) lub osiowych (firmy BOSCH). Zasilacz jest połączony stale z prawą komorą siłownika bezpośrednio, a z lewą komorą — przez nienastawną szczelinę dławiącą w tłoku. Zasilacz jest rozładowywany w położeniu neutralnym suwaka po dodatkowym zdławieniu w szczelinie siłownika przez otwór w osi suwaka tłoczkowego. Każde przemieszczenie suwaka w lewo lub w prawo wymusza ruch nadążny tłoka w tym samym kierunku i na tę samą odległość, z siłą o wartości wynikającej z iloczynu wartości ciśnienia i pola powierzchni czynnej tłoka.

W omówionych wyżej serwomechanizmach sterownik znajduje się w bezpośrednim sąsiedztwie siłownika lub stanowi z nim jedną całość. Sprzężenie zwrotne ma przełożenie równe 1. Często sterownik znajduje się na stanowisku operatora oddalonym na znaczną odległość od siłownika napędzającego mechanizm lub urządzenie. Tak jest np. w układach sterujących usterzeniem samolotów lub w mechanizmach kierowniczych pojazdów i samojezdnych maszyn roboczych. Sprzężenie zwrotne jest realizowane wówczas układem kinematycznym, złożonym z systemu dźwigien i cięgien. Jest oczywiste, że luzy w przegubach układu kinematycznego, odkształcalność jego członów, a także ściśliwość czynnika roboczego oraz w większym jeszcze stopniu deformacje elastyczne przewodów łączących sterownik z siłownikiem zmniejszają dokładność odwzorowania ruchów i czułość serwomechanizmu oraz odbijają się zasadniczo na jego własnościach dynamicznych.



Rys. I-208
Zasada działania rozdzielacza dwukrawędziowego:
a) schemat konstrukcyjny,
b) schemat hydrauliczny

Podstawowym elementem wzmacniacza jest rozdzielacz suwakowy, którego charakterystyki przepływowe decydują o własnościach ruchowych wzmacniacza, a więc i układu, w którym są stosowane. Rozdzielacz można analizować jako system oporów hydraulicznych o różnym układzie połączeń [41]. Na rys. I-208 przedstawiono parę suwakową, która służy do jednostronnego zasilania siłownika, jak ma to miejsce we wzmacniaczach z rozdzielaczami dwu- i jednokrawędziowymi. Druga strona siłownika jest zasilana bezpośrednio od źródła zasilającego (rys. I-207d, e, f). Parę suwakową wg rys. I-208a można traktować jako układ szeregowo połączonych oporów hydraulicznych (rys. I-208b). Przemieszczenie suwaka w dowolnym kierunku powoduje zwiększenie jednej szczeliny i zmniejszenie drugiej o tę samą wartość. Rozdzielacz jest zasilany (lewe przyłącze u dołu) ze źródła o stałym

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

ciśnieniu p_0 nastawionym za pomocą zaworu przelewowego. Prawy dolny otwór w tulei połączony jest ze zbiornikiem, gdzie ciśnienie $p = 0$. W przyłączu odbiornika (górny otwór) na skutek oporu przepływu w szczelinach panuje ciśnienie $p_1 \pm \Delta p_1$. Natężenie przepływu strumienia, jaki otrzymuje siłownik, jest różnicą natężeń przepływu Q_1 i Q_2 strumieni w szczelinach, zależnych od ich chwilowej nastawy. Przemieszczenie suwaka w prawo powoduje zwiększenie natężenia przepływu Q do siłownika, a w lewo jego zmniejszenie.

Zakładając przepływ burzliwy w szczelinach, dla którego współczynnik oporów przepływu jest niezależny od liczby Reynoldsa, *natężenia przepływu w szczelinach* wynoszą:

$$Q_1 = k\pi d_t(x_0 + x)\sqrt{p_0 - p_1} \tag{I-434a}$$

$$Q_2 = k\pi d_t(x_0 - x)\sqrt{p_1} \tag{I-434b}$$

Ciśnienie w przyłączu siłownika wynosi

$$p_1 = p_{10} \pm \Delta p_1 \tag{I-435}$$

przy czym p_{10} jest ciśnieniem, jakie wystąpi dla symetrycznego, względem wytoczenia tulei, położenia suwaka ($x = 0$), a Δp_1 jest spadkiem ciśnienia w szczelinach. Dla takiego położenia suwaka siłownik nie będzie zasilany ($Q = 0$), ponieważ $Q_1 = Q_2$. Zakładając ponadto, że opory przepływu są wówczas jednakowe, to $p_{10} = \frac{p_0}{2}$. Po podstawieniu tych wartości do (I-434) otrzymuje się ostatecznie:

$$Q_1 = k\pi d_t(x_0 + x)\sqrt{\frac{p_0}{2} - \Delta p_1} \tag{I-436a}$$

$$Q_2 = k\pi d_t(x_0 - x)\sqrt{\frac{p_0}{2} + \Delta p_1} \tag{I-436b}$$

Natężenie przepływu strumienia, jakie otrzymuje odbiornik, wynosi

$$Q = k\pi d_t\left[(x_0 + x)\sqrt{\frac{p_0}{2} - \Delta p_1} - (x_0 - x)\sqrt{\frac{p_0}{2} + \Delta p_1}\right] \tag{I-437}$$

Maksymalna wartość tego natężenia wystąpi wówczas, gdy suwak przemieści się w prawo o wartość $x = x_{max} = x_0$, a ciśnienie w przyłączu siłownika $p_1 = 0$, a więc $\Delta p_1 = -\frac{p_0}{2}$

$$Q = Q_{max} = 2\pi k d_t x_0 \sqrt{p_0} \tag{I-438}$$

Względne natężenie przepływu, odniesione do natężenia maksymalnego, w przypadku pary suwakowej rozdzielacza o przekryciu ujemnym, wynosi

$$\frac{Q}{Q_{max}} = \frac{1}{2}\left(\sqrt{\frac{1}{2} - \frac{\Delta p_1}{p_0}} - \sqrt{\frac{1}{2} + \frac{\Delta p_1}{p_0}}\right) + \frac{x}{2x_0}\left(\sqrt{\frac{1}{2} - \frac{\Delta p_1}{p_0}} + \sqrt{\frac{1}{2} + \frac{\Delta p_1}{p_0}}\right) \tag{I-439}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Jeśli rozdzielacz będzie miał przekrycie zerowe ($x_0 = 0$), to czynna będzie tylko jedna szczelina, ponieważ druga jest stale zamknięta, ($Q = Q_1$; $Q_2 = 0$), a więc

$$Q = k\pi d_t x \sqrt{p_0 - p_1} \tag{I-440}$$

Dla przekrycia zerowego ($x_0 = 0$) ciśnienie p_{10} w równaniu (I-435) będzie równe zero, ponieważ siłownik jest odcięty od źródła zasilającego, czyli

$$p_1 = \Delta p_1 \tag{I-441}$$

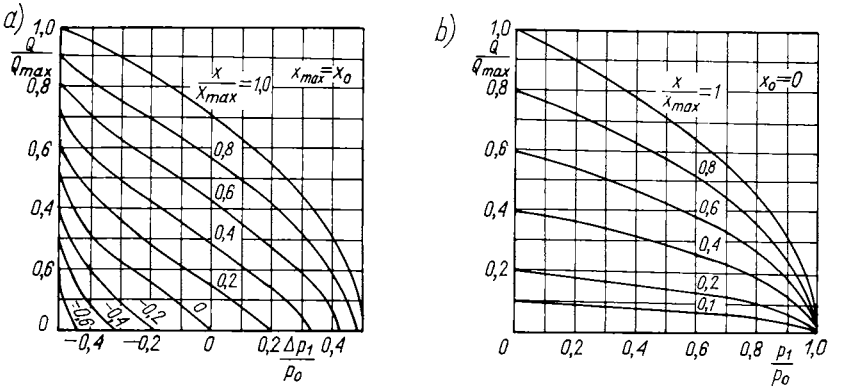
Maksymalne natężenie strumienia, który dopływa do siłownika, wynosi

$$Q_{max} = k\pi d_t x_{max} \sqrt{p_0} \tag{I-442}$$

Względne natężenie przepływu, odniesione do natężenia maksymalnego

$$\frac{Q}{Q_{max}} = \frac{x}{x_{max}} \sqrt{1 - \frac{p_1}{p_0}} \tag{I-443}$$

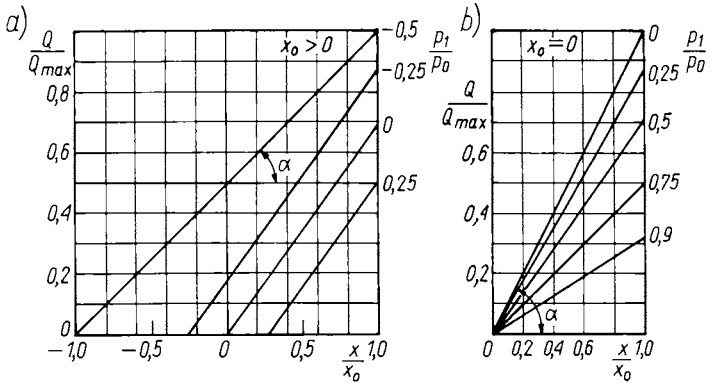
W budowie rozdzielaczy jest możliwe również przekrycie dodatnie, gdy szerokość tłoczka jest większa od szerokości wytoczenia tulei, a więc $x_0 < 0$. Zasilanie siłownika nastąpi dopiero wówczas, gdy przemieszczenie suwaka $x > x_0$. Charakterystyki rozdzielacza są opisane również równaniem (I-443). Dla przemieszczenia $x < x_0$ obie szczeliny pozostają zamknięte.



Rys. I-209. Charakterystyki przepływowe rozdzielacza dwukrawędziowego dla przekrycia: a) ujemnego ($x_0 > 0$), b) zerowego ($x_0 = 0$)

Na rys. I-209 przedstawiono interpretację graficzną zależności (I-439) dla rozdzielacza dwukrawędziowego o przekryciu ujemnym $x > 0$ (rys. I-209a) oraz zależności (I-443) przy przekryciu zerowym (rys. I-209b). Analizując charakterystyki, zauważa się, że wzrost obciążenia siłownika powoduje zmniejszenie natężenia przepływu strumienia zasilającego siłownik. W rozdzielaczu o przekryciu zerowym (rys. I-209b) wzrost obciążenia, przy małych wartościach przemieszczeń suwaka, wywołuje niewielkie zmiany natężenia Q. Dla rozdzielaczy o przekryciu ujemnym (rys. I-209a) zmienność ta jest prawie niezależna od przemieszczeń suwaka.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-210. Zależność natężenia przepływu przez rozdzielacz dwukrawędziowy od przemieszczenia suwaka o przekryciu: a) ujemnym ($x_0 > 0$), b) zerowym ($x_0 = 0$)

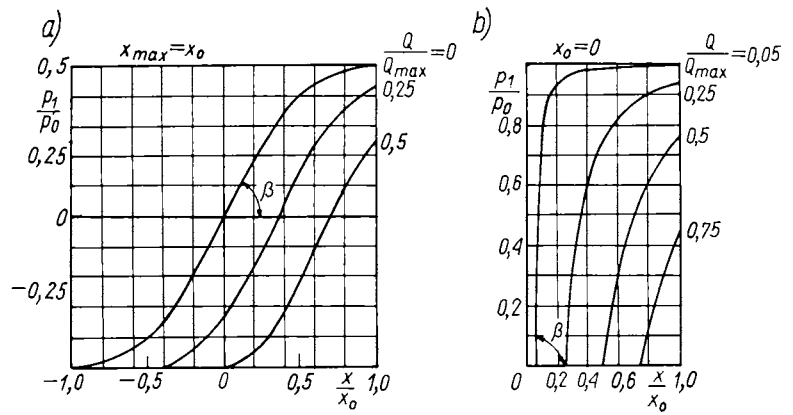
Rys. I-210 przedstawia zależność natężenia przepływu zasilania siłownika dla różnych obciążeń od przemieszczenia suwaka. Kąt pochylenia charakterystyki zwarcia ($\Delta p_1 = 0$ lub $p_1 = 0$) jest miarą *wzmocnienia natężenia przepływu*, definiowanego jako

$$\varkappa_0 = \operatorname{tg}\alpha = \left.\frac{\partial Q}{\partial x}\right|_{\substack{p_1 = 0 \\ x = 0}} \tag{I-444}$$

Dla rozdzielacza o ujemnym przekryciu wartość wzmocnienia jest prawie niezależna od obciążeń siłownika. W przypadku rozdzielacza o przekryciu zerowym wzmocnienie $\varkappa_0$ maleje znacząco ze wzrostem obciążenia siłownika. Wzmocnienie rozdzielacza o konstrukcji wg rys. I-208 daje się wyznaczyć przez różniczkowanie równania (I-437)

$$\varkappa_0 = k\pi d_t \sqrt{2p_0} \tag{I-445}$$

Na rys. I-211 przedstawiono przebieg zależności obciążenia siłownika (Δp_1 lub p_1) w postaci bezwymiarowej od względnego przemieszczenia suwaka, dla



Rys. I-211. Zależność dyspozycyjnego spadku ciśnienia od przemieszczeń suwaka dla rozdzielacza o przekryciu: a) ujemnym ($x_0 > 0$), b) zerowym ($x_0 = 0$)

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

różnych wartości względnego natężenia przepływu. Kąt pochylenia charakterystyki $\frac{Q}{Q_{max}} = 0$ dla neutralnego położenia suwaka jest miarą *wzmocnienia ciśnieniowego*, definiowanego jako

$$\pi_0 = \operatorname{tg}\beta = \left.\frac{\partial p_1}{\partial x}\right|_{\substack{Q=0 \\ x=0}} \tag{I-446}$$

Z porównania rysunków I-211a i b wynika, że kąt pochylenia charakterystyk dla rozdzielacza o przekryciu zerowym przyjmuje znacznie większe wartości niż dla rozdzielacza o przekryciu ujemnym. Wynika stąd, że przekrycia zerowe i dodatnie nie nadają się do układów, od których wymaga się ciągłej i czułej reakcji siłownika. Wzmocnienie ciśnieniowe rozdzielacza wg rys. I-208 daje się wyznaczyć z zależności

$$\pi_0 = \frac{p_0}{x_0} \tag{I-447}$$

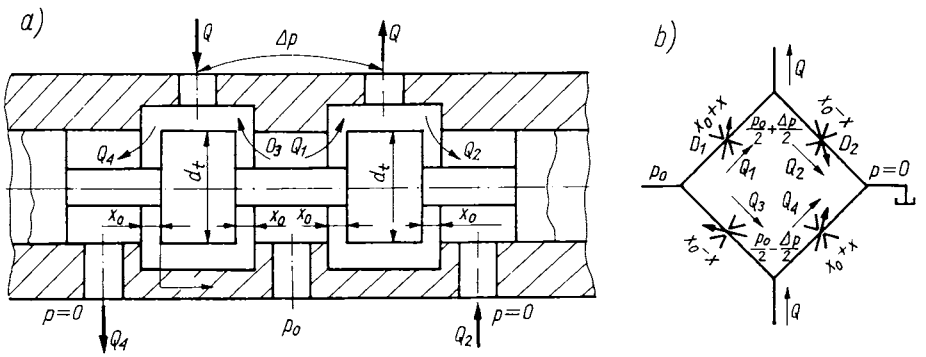
Równania (I-439) i (I-443) są kłopotliwe w praktycznym stosowaniu, szczególnie wówczas, gdy chodzi o wyznaczenie przemieszczeń suwaka dla określonych wartości natężenia przepływu Q i obciążenia p_1. Znacznie wygodniej jest w tym przypadku posłużyć się zależnością przybliżoną o postaci

$$x = \frac{Q}{\varkappa_0} + \frac{p_1}{\pi_0} \tag{I-448}$$

gdzie: Q — pomierzona wartość przy zwartym bezpośrednio ze zbiornikiem spływie z rozdzielacza, p_1 — pomierzona wartość przy zamkniętym spływie do zbiornika.

Zależność (I-448) opisuje charakterystykę statyczną rozdzielacza z wystarczającą dla praktyki dokładnością tylko w obszarze niewielkich przemieszczeń suwaka. Przy większych przemieszczeniach, ze względu na nieliniowość charakterystyk wg rys. I-209 i I-211, należy liczyć się z większym błędem.

Na rys. I-212a przedstawiono *rozdzielacz czterokrawędziowy*, różniący się tym od rozdzielacza wg rys. I-208, że ma dwa wyjścia zasilające, a więc nadaje się



Rys. I-212. Zasada działania rozdzielacza czterokrawędziowego: a) schemat konstrukcyjny, b) schemat hydrauliczny

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

lepiej do sterowania siłowników dwustronnego działania lub silników obrotowych. Rys. I-212b przedstawia schemat hydrauliczny tego rozdzielacza. Z rysunku widać, że jest to układ mostkowy uzyskany przez zdwojenie układu wg rys. I-208b. Tworzą go cztery opory hydrauliczne zmieniające się z osiowym przemieszczaniem suwaka. W położeniu środkowym suwaka o przekryciu ujemnym wszystkie szczeliny (rys. I-212a) mają jednakowy wymiar x_0. Przemieszczając suwak względem tulei, dwie szczeliny doznają zwiększenia, a dwie zmniejszenia. Zasilanie rozdzielacza strumieniem o stałym ciśnieniu p_0 następuje przez środkowe przyłącze u dołu. Pozostałe dwa dolne przyłącza się zwarte ze zbiornikiem, a więc ciśnienie w nich panujące $p = 0$. Między dwoma górnymi przyłączami odbiornika występuje spadek ciśnienia Δp, wywołany oporami jego ruchu. Ze względu na symetrię układu, dla nieobciążonego odbiornika ($\Delta p = 0$), ciśnienie w obu wyjściach zasilających będzie równe $\frac{p_0}{2}$. Zależnie od obciążenia odbiornika ciśnienia w jego przyłączach wynoszą odpowiednio $\frac{p_0}{2} \pm \frac{\Delta p}{2}$. Doprowadzony do odbiornika strumień będzie miał natężenie przepływu $Q = Q_1 - Q_2$. Natężenie przepływu strumienia spływowego, najczęściej takie same, jest różnicą $Q_4 - Q_3$. Natężenie przepływu Q_1 i Q_4 określają wymiary szczelin oraz różnice ciśnień, jakie na nich występują. Przemieszczając suwak w prawo zwiększenia doznają Q_1 i Q_4, a maleją Q_2 i Q_3.

Posługując się poprzednimi wyprowadzeniami oraz zakładając, że natężenia przepływu strumienia zasilającego i spływowego odbiornika są identyczne można napisać

$$Q = Q_1 - Q_2 = Q_4 - Q_3 \tag{I-449}$$

Ponieważ:

$$Q_1 = k\pi d_t (x_0 + x)\sqrt{\frac{p_0}{2} - \frac{\Delta p}{2}} \tag{I-450a}$$

$$Q_2 = k\pi d_t (x_0 - x)\sqrt{\frac{p_0}{2} + \frac{\Delta p}{2}} \tag{I-450b}$$

to

$$Q = k\pi d_t \left[(x_0 + x)\sqrt{\frac{p_0}{2} - \frac{\Delta p}{2}} - (x_0 - x)\sqrt{\frac{p_0}{2} + \frac{\Delta p}{2}} \right] \tag{I-451}$$

Jako natężenie przepływu, do którego odnosi się natężenie Q, przyjmuje się zwykle natężenie Q_0, jakie wystąpi dla odbiornika nieobciążonego ($\Delta p = 0$) i przy maksymalnym otwarciu szczelin ($x = x_{max}$):

$$Q_0 = k2\pi d_t x_{max}\sqrt{\frac{p_0}{2}} \tag{I-452}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Dzieląc wyrażenie (I-451) przez (I-452), otrzymuje się wartość względną natężenia przepływu do odbiornika, przez rozdzielacz czterokrawędziowy o ujemnym przekryciu

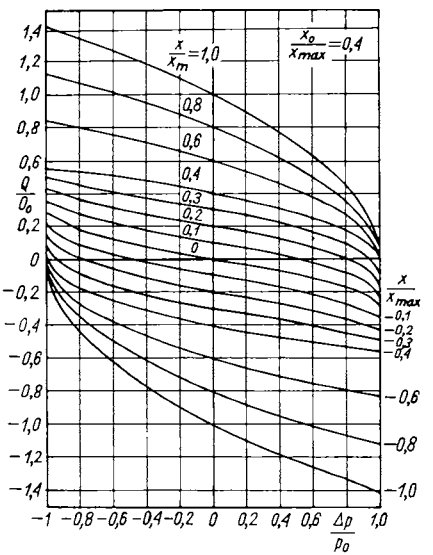
$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{x_0}{2x_{max}}\left(\sqrt{1-\frac{\Delta p}{p_0}} - \sqrt{1+\frac{\Delta p}{p_0}}\right) + \frac{x_0}{2x_{max}}\left(\sqrt{1-\frac{\Delta p}{p_0}} + \sqrt{1+\frac{\Delta p}{p_0}}\right) \tag{I-453}$$

Jeśli rozdzielacz będzie miał przekrycie zerowe ($x_0 = 0$), to czynne będą tylko dwie szczeliny; pozostałe dwie będą stale zamknięte. Zależność (I-453) przyjmuje wówczas postać

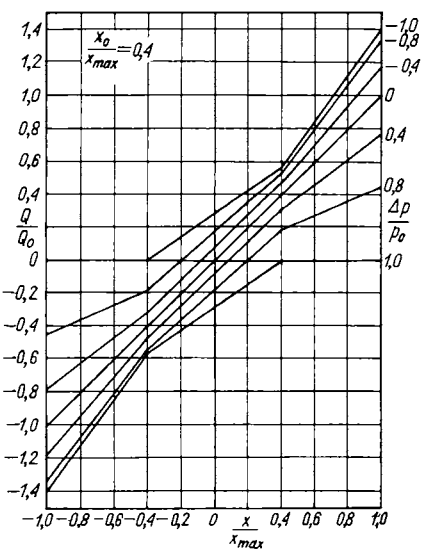
$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{x_0}{x_{max}}\sqrt{1-\frac{p}{p_0}} \tag{I-454}$$

Rozdzielacz ten, podobnie jak poprzedni, może mieć przekrycie dodatnie. Dla przemieszczeń $x < x_0$ nie będzie wówczas zasilania odbiornika. Dla wartości $x > x_0$ rozdzielacz będzie zachowywał się jako rozdzielacz o zerowym przekryciu.

W wielu przypadkach rozdzielacze wzmacniaczy suwakowych otrzymują niewielkie ujemne przekrycia ($x_0 < x_{max}$). Dla małych osiowych przemieszczeń suwaka rozdzielacz taki zachowuje się jak rozdzielacz o ujemnym przekryciu, a dla większych przemieszczeń staje się rozdzielaczem o zerowym przekryciu. Na rys. I-213 podano charakterystyki przepływowe rozdzielacza tego typu dla którego przyjęto $x_0 = 0{,}4x_{max}$. Z wykresów widać, że natężenie Q może przyjmować wartości większe od Q_0. Będzie tak wówczas, gdy obciążenie zewnętrzne napędza odbiornik. Na rozdzielaczu wystąpią wówczas ujemne



Rys. I-213. Charakterystyki przepływowe rozdzielacza czterokrawędziowego dla przekrycia $x_0 = 0{,}4\ x_{max}$.

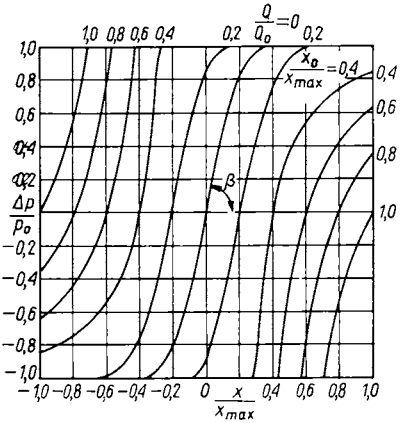


Rys. I-214. Zależność natężenia przepływu od przemieszczeń suwaka o przekryciu $x_0 = 0{,}4\ x_{max}$.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

spadki obciążeń ($\Delta p_{min} = -p_0$). Maksymalne możliwe natężenia przepływu między rozdzielaczem a odbiornikiem wynosi wówczas $Q = \sqrt{2}\, Q_0$.

Na rys. I-214 przedstawiono zależność natężenia przepływu strumienia zasilającego odbiornik od przemieszczenia suwaka, dla różnych wartości obciążeń Δp. Zmiana kąta pochylenia charakterystyk dla $x = \pm x_{max}$ wynika z przyjętej wartości przekrycia $x_0 = 0{,}4 x_{max}$. Wzmocnienie natężeniowe ma tę samą wartość jak poprzednio i może być wyznaczone z zależności (I-445).



Rys. I-215
Zależność dyspozycyjnego spadku ciśnienia od przemieszczeń suwaka o przekryciu $x_0 = 0{,}4\, x_{max}$

Rys. I-215 przedstawia zależność obciążenia odbiornika Δp od przemieszczenia suwaka rozdzielacza dla różnych natężeń przepływu strumienia zasilającego Q. Również i tu, jak w rozdzielaczu dwukrawędziowym, widać, że przekrycia zerowe powodują wzrost kąta pochylenia charakterystyk. Zmniejszenie kąta pochylenia charakterystyk można uzyskać zwiększając x_0 lub wprowadzając na tłoczku modyfikacje krawędzi sterujących wg rys. I-193. Zmniejszenie kąta pochylenia charakterystyk można osiągnąć dzięki zainstalowaniu w układzie dodatkowego oporu hydraulicznego połączonego równolegle z odbiornikiem. Wzmocnienie ciśnieniowe dla układu rozdzielacza czterokrawędziowego określa zależność

$$\pi_0 = \frac{2 p_0}{x_0} \tag{I-455}$$

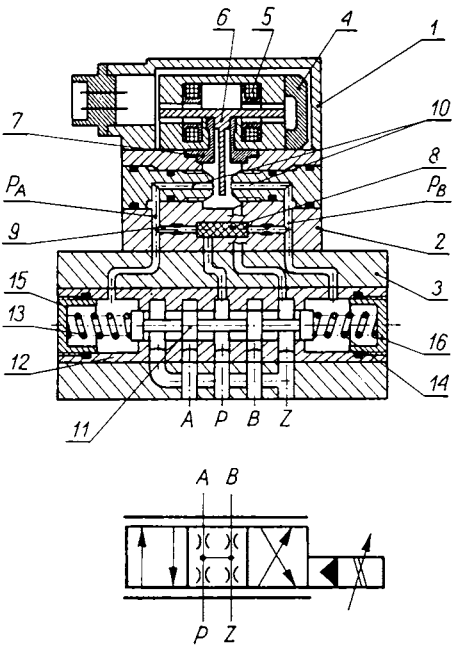
Eksperymentalne określenie wzmocnień przeprowadza się podobnie jak poprzednio. Obliczenie przemieszczeń x dla zadanych wartości natężeń Q i obciążeń Δp dokonuje się wg zależności (I-448).

6.2.2.5. Wzmacniacze elektrohydrauliczne

We *wzmacniaczach elektrohydraulicznych*, zwanych również *serworozdzielaczami* lub ogólnie *serwozaworami*, wielkością wejściową jest sygnał elektryczny (natężenie prądu). Elementy te umożliwiają zatem powiązanie sterowań elektronicznych z napędami hydraulicznymi. Prądem o natężeniu rzędu mA można sterować układy napędowe o dowolnie dużej mocy wyjściowej. Zależnie od mocy sterowanego układu, wzmacniacze elektrohydrauliczne wykonuje się jako jedno-, dwu- i trójstopniowe.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

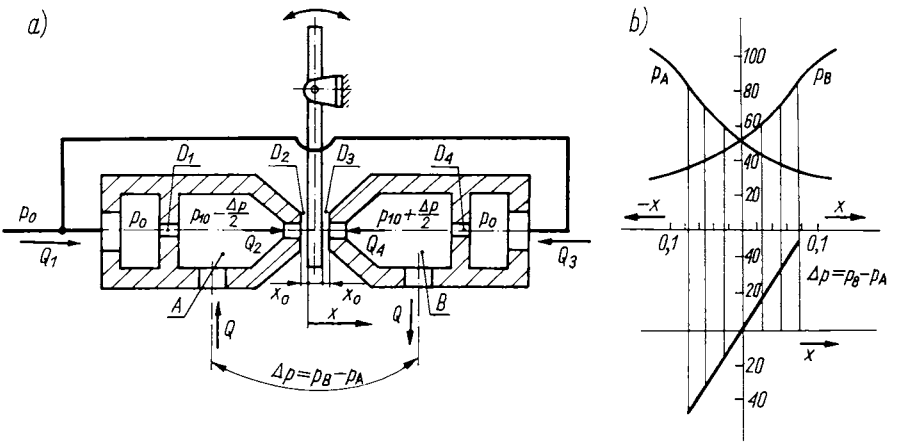
Podstawowym elementem serworozdzielaczy jest najczęściej silnik elektryczny momentowy lub liniowy współpracujący ze wzmacniaczem hydraulicznym typu dysza-przysłona. Zasadę działania tego elementu wyjaśnia schemat na rys. I-216. Silnik *1* z magnesem trwałym *4* ma dwie cewki *5*, z którymi współpracuje zwora *6*, połączona z przysłoną dwóch symetrycznie usytuowanych dysz *10*. Silnik przetwarza sygnał prądowy proporcjonalnie na moment obrotowy zwory. Zwora wraz z przysłoną połączone są z cienkościenną odkształcalną sprężyście rurką *7*. Rurka spełnia podwójną rolę: podpiera przegubowo przysłonę oraz oddziela szczelnie część hydrauliczną od silnika. Wejściowy sygnał prądowy — wzbudzając cewki — powoduje obrót zwory przeciwko sile sprężystości odkształcanej rurki. Kierunek obrotu jest określony biegunowością prądu, przy czym wartość kąta jest proporcjonalna do natężenia prądu sterującego. Przy zaniku prądu zwora z przysłoną wraca do położenia wyjściowego pod działaniem siły sprężystości odkształconej rurki. Przetworzenie obrotu przysłony na wielkość hydrauliczną, jaką w tym przypadku jest ciśnienie, dokonuje się za pomocą wzmacniacza *2*, składającego się z dwóch dysz *10* zasilanych równolegle z przyłącza *P* poprzez filtr *8* i dwie stałe nienastawne zwężki *9*.



Rys. I-216
Zasada działania serworozdzielacza dwustopniowego; *1* — silnik, *2* — wzmacniacz typu dysza — przysłona, *3* — rozdzielacz, *4* — magnes trwały, *5* — cewki, *6* — zwora z przysłoną, *7* — cienkościenna rurka, *8* — filtr 10 μm, *9* — zwężka, *10* — dysza, *11* — suwak, *12* — tuleja, *13*, *14* — sprężyny centrujące, *15*, *16* — śruby nastawcze

Zasadę działania *wzmacniacza typu dysza-przysłona* wyjaśnia rys. I-217. Schemat hydrauliczny układu jest identyczny ze schematem przedstawionym na rys. I-212b, z tym że opory D_1 i D_3 są nienastawne. Nastawy oporów D_2 i D_4 dokonuje się przez zmianę odległości przysłony od dysz. Układ ten jest korzystniejszy od układu pary suwakowej wg rys. I-212. Masa ruchomych elementów jest znikomo mała i nie ma tu również oporów tarcia, jakie występuje w parze suwakowej. Układ dysza-przysłona ma zatem lepsze własności dyna-

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-217. Wzmacniacz typu dysza — przysłona: a) zasada działania, b) charakterystyka

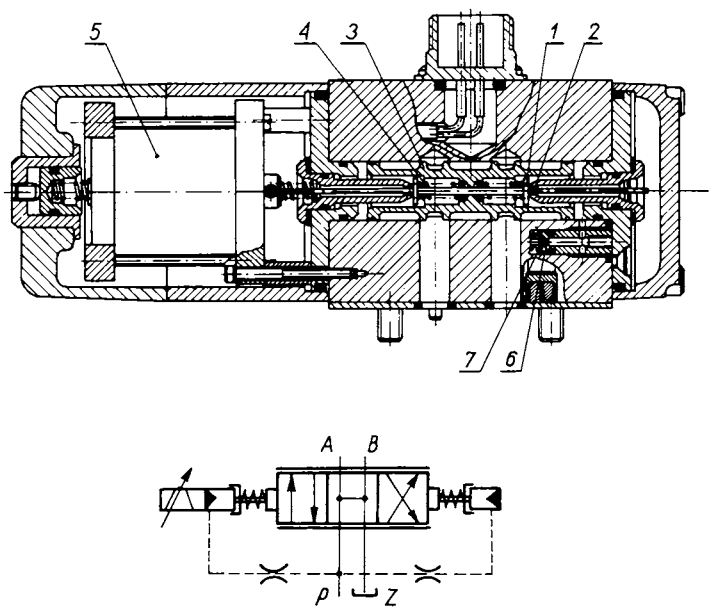
miczne oraz mniejszą zapotrzebowaną moc sterowania. Tym też tłumaczy się powszechność zastosowania wzmacniacza typu dysza-przysłona jako pierwszego stopnia wielostopniowych wzmacniaczy elektrohydraulicznych. Wadą tego systemu jest konieczność bardzo dokładnej filtracji cieczy ze względu na niewielkie odległości przysłony od dysz, mniejsze od $30 \div 60$ μm.

Jeśli przysłona (rys. I-217) będzie znajdować się w położeniu środkowym, to ciśnienia p_A i p_B, przy założeniu, że wszystkie opory są takie same, będą jednakowe. Po wychyleniu dźwigni stanowiącej przysłonę w lewo szczelina przy dyszy D_2 ulegnie zwiększeniu, a przy dyszy D_4 — zmniejszeniu. W wyniku tego wzrośnie ciśnienie p_B, a zmaleje ciśnienie p_A. Przebieg zmiany ciśnienia w obu gałęziach przedstawiają wykresy na rys. I-217b. Dysze są zwymiarowane i cały układ zestrojony tak, aby różnica ciśnień $\Delta p = p_B - p_A$ była liniową funkcją prądu silnika wychylającego przysłonę. Ciśnienia p_A i p_B występują w kanałach wylotowych, z których są zasilane komory czołowe głównego suwaka sterującego *11*, stanowiącego drugi stopień serworozdzielacza, (rys. I-216).

Zasada działania serworozdzielacza (rys. I-216) polega więc na tym, że sygnał prądowy zamieniany jest w silniku na przemieszczenie przysłony, które we wzmacniaczu transformowane jest na różnicę ciśnień, a ta z kolei jest przekształcona w drugim stopniu *3* na przemieszczenie suwaka głównego *11*, sterującego natężeniem przepływu między kanałami *PA* lub *PB*. Suwak tłoczkowy *11* pracuje w tulei *12* i jest centrowany za pomocą dwóch sprężyn *13* i *14*. Para suwakowa jest tak zestrojona, że zapewnia dokładnie przekrycie zerowe. Można także stosować, zależnie od potrzeb, niewielkie przekrycia ujemne lub dodatnie.

Jeśli sygnał wejściowy jest zerowy, to przysłona znajduje się dokładnie pośrodku między dyszami, a ciśnienia p_A i p_B, oddziałujące na powierzchnie czołowe suwaka *11*, są jednakowe. Suwak, centrowany sprężynami *13* i *14*, znajduje się w położeniu neutralnym, odcinając wszystkie drogi rozdzielacza od siebie. Przemieszczając przysłonę w lewo, powoduje się wzrost ciśnienia w przestrzeni ze sprężyną *13* i spadek ciśnienia w prawej komorze ze sprężyną *14*. Różnica ciśnień spowoduje przesunięcie suwaka w prawo tak dalece, aż

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

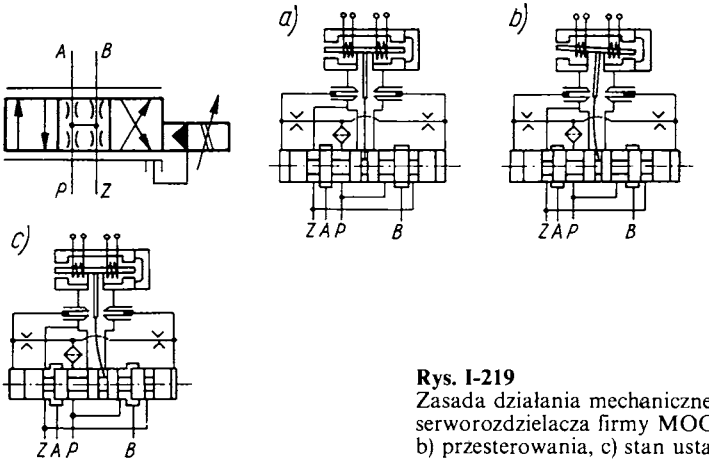


Rys. I-218. Serworozdzielacz firmy VICKERS (RFN); *1* — przysłona, *2* — dysza, *3* — suwak sterujący, *4* — sprężyna, *5* — silnik liniowy, *6* — zwężka, *7* — filtr

osiągnięta zostanie równowaga sił oddziałujących na suwak. Im większa jest różnica ciśnień $p_B - p_A$, tym większe będzie przesunięcie suwaka — a tym samym również czynna powierzchnia przekroju przepływowego między kanałami *P* i *A* lub *P* i *B*. Za pomocą śrub *15* i *16* można dostrajać nacisk sprężyn i ustalać dokładne położenie krawędzi sterujących tłoczka względem krawędzi tulei.

Na rys. I-218 przedstawiono nieco odmienną konstrukcję wzmacniacza firmy VICKERS (RFN). Jest to konstrukcja z silnikiem liniowym. Ponadto układ wzmacniacza typu dysza-przysłona znajduje się wewnątrz suwaka sterującego. Przysłony *1*, współpracujące z dyszami *2*, są połączone na stałe ze zworą silnika liniowego *5*. Zwora jest centrowana za pomocą magnesu trwałego, co gwarantuje jej powrót w położenie neutralne przy zaniku sygnału wejściowego. Zwężki *6* są chronione filtrami *7*. Między przysłonami a suwakiem znajdują się sprężyny powrotu *4*. Strumień czynnika roboczego doprowadzonego do rozdzielacza zasila równolegle obie zwężki i wypełnia komory czołowe suwaka sterującego, utrzymując go w położeniu neutralnym. Z komór czynnik przepływa przez szczeliny układu dysza-przesłona na zlew. Po wzbudzeniu prądem cewek silnika trzpień wraz z przysłonami dozna przemieszczenia w kierunku zależnym od biegunowości prądu. Jedna z przysłon zbliży się do współpracującej dyszy, druga natomiast oddali się od niej. W komorach czołowych powstanie różnica ciśnień, w wyniku której suwak będzie się przemieszczał tak długo, aż przywrócona zostanie równowaga sił elektromagnesu i odkształcanej sprężyny. Przemieszczenie suwaka jest zatem proporcjonalne do prądu wzbudzającego silnik, będącego sygnałem wejściowym. Rozdzielacze te wykonuje się w dwóch wielkościach: 40 i 100 dm^3/min, na maksymalne ciśnienia robocze do 21 MPa.

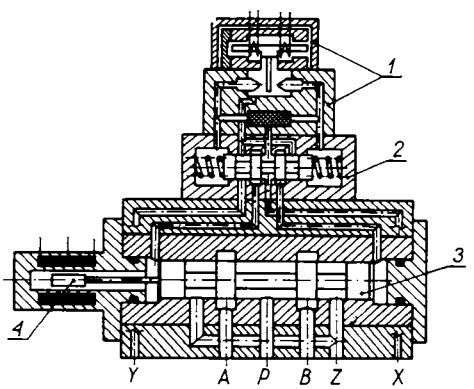
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-219
Zasada działania mechanicznego sprzężenia zwrotnego serworozdzielacza firmy MOOG: a) stan wyjściowy, b) przesterowania, c) stan ustalony po przesterowaniu

Rozdzielacze proporcjonalne, jakimi są konstrukcje wg rys. I-216 i I-218, mogą być wykorzystane w układach regulacji, jeśli otrzymają wewnętrzną pętlę sprzężenia zwrotnego między regulowanym mechanizmem a silnikiem wzmacniacza. Sprzężenie zwrotne można wprowadzić do wnętrza zaworu. Na rys. I-219 wyjaśniono zasadę działania takiego serwozaworu z mechanicznym sprzężeniem zwrotnym, za pomocą sprężyny sprzęgającej tłoczek ze zworą silnika momentowego poprzez przysłonę, z którą jest połączony. Na rys. I-219a przedstawiono stan, w którym cewki silnika nie są wzbudzone, a suwak tłoczkowy zajmuje położenie neutralne. Wzbudzając cewki prądem sygnału wyjściowego (rys. I-219b), dokonuje się przemieszczania przysłony, a tym samym przemieszczania suwaka sterującego. Połączona z suwakiem sprężyna wywiera moment przeciwny do momentu silnika. Po osiągnięciu wymaganego przemieszczenia suwaka ustala się równowaga obu momentów, a więc przysłona wraca w położenie środkowe (rys. I-219c). Ciśnienia działające na powierzchnie czołowe wyrównują się. Wysterowany suwak jest utrzymywany w nowym położeniu zapewniającym nastawione natężenie przepływu z kanału *P* do *B*, proporcjonalnie do natężenia prądu silnika.

Na rys. I-220 przedstawiono serworozdzielacz trójstopniowy z zewnętrznym elektrycznym sprzężeniem zwrotnym, stosowany do dużych natężeń



Rys. I-220
Schemat konstrukcyjny trójstopniowego serworozdzielacza z elektrycznym sprzężeniem zwrotnym; *1* — silnik, ze wzmacniaczem typu dysza — przysłona (pierwszy stopień), *2* — suwak sterujący (drugi stopień), *3* — suwak główny (trzeci stopień), *4* — indukcyjny czujnik przemieszczeń

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

przepływu do 700 dm^3/min. Suwak główny trzeciego stopnia połączony z rdzeniem *4* indukcyjnego czujnika przemieszczeń, generującego sygnał elektryczny sprzężenia zwrotnego. Sygnał ten, proporcjonalny do przemieszczenia suwaka sterującego, odpowiednio przetworzony w obwodzie elektronicznym jest porównywany z sygnałem wejściowym do silnika.

W przypadku różnicy obu sygnałów silnik przesteruje układ tak, aby przywrócić stan równowagi.

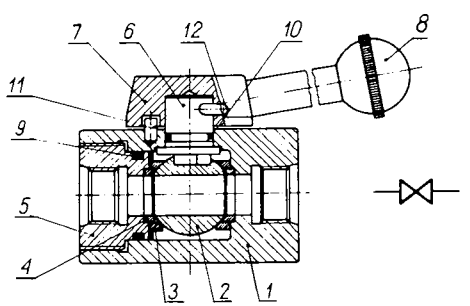
6.3. Zawory odcinające

Zadaniem zaworów odcinających jest umożliwienie swobodnego przepływu czynnika w przewodzie lub szczelne jego zamknięcie. W zależności od przeznaczenia oraz sposobu, w jaki się tego dokonuje, zawory te można podzielić na *zawory odcinające proste*, *zawory zwrotne* i rozwijające się ostatnio szybko tzw. *elementy logiczne*.

Pod nazwą *zawory odcinające proste* rozumieć należy zawory, służące do okresowego zamykania lub otwierania drogi przepływu czynnika roboczego, a więc o przeznaczeniu podobnym do tego, jakie spełniają zawory w układach transportu cieczy. Mogą to być elementy przeznaczone do pracy po stronie niskiego lub wysokiego ciśnienia. *Zawory odcinające niskociśnieniowe* stosuje się najczęściej w celu odcięcia od zbiornika elementu, który należy wymienić lub wymontować dla dokonania okresowego przeglądu; regeneracji i oczyszczenia (np. filtry). Często instaluje się je w najniższym punkcie zbiornika jako tzw. *zawory spustowe*, umożliwiające jego opróżnienie w celu oczyszczenia. We wszystkich tego rodzaju i podobnych zastosowaniach można wykorzystywać zwykłe zawory grzybkowe i kurki stosowane powszechnie w instalacjach wodociągowych.

Jeśli w układzie zachodzi potrzeba okresowego odłączenia rzadziej pracującego obwodu, zasilanego jednym źródłem, wówczas stosuje się *zawory odcinające ciśnieniowe*. Przykładem takiego zaworu może być zawór kulowy typu ZO, produkowany w kraju, przedstawiony na rys. I-221. Zawory te produkuje się o średnicy nominalnej przelotu od 13 do 32 mm i na ciśnienie nominalne 16 MPa.

W celu umożliwienia odbioru sygnału ciśnieniowego, po stronie wysokiego ciśnienia montuje się często w określonych punktach układu gniazda gwintowe

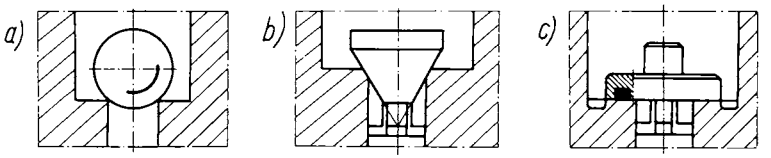


Rys. I-221
Zawór odcinający kulowy według projektu Kombinatu PZL-HYDRAL, Wrocław; *1* — kadłub, *2* — kula, *3*, *9*, *10* uszczelki, *4* tuleja gwintowa, *6* — trzpień, *7* — dźwignia, *8* — gałka, *11*, *12* — kołek

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

do podłączenia czujników pomiarowych. Gniazda te bywają zwykle poprzedzone zaworami grzybkowymi o małej średnicy przelotu, czyli tzw. *zaworami manometrycznymi.* Korki gwintowe, którymi są zamykane gniazda, mogą spełniać także rolę zaworu odcinającego. Będzie tak np. gdy będą one spełniały rolę zaworów odpowietrzających, wykorzystywanych w okresie uruchomienia nowo zbudowanego układu i po jego remoncie lub dłuższym postoju.

Elementem zamykającym zaworów odcinających może być *kulka, stożek* lub *talerz* (rys. I-222). Element ten może mieć z gniazdem styk czysto metaliczny (rys. I-222a, b) lub za pośrednictwem uszczelki osadzonej w talerzu (rys. I-222c) albo w gnieździe zaworowym. Zawór, jeśli ma pracować poprawnie, musi zapewniać w stanie zamkniętym wymaganą szczelność, stawiać małe opory przepływającemu czynnikowi w stanie otwartym oraz wykazywać odporność przeciwzużyciową współpracujących elementów. Najprostszym i najtańszym elementem zamykającym jest kulka łożyskowa. Ze względu na dużą dokładność kształtu nadaje się do



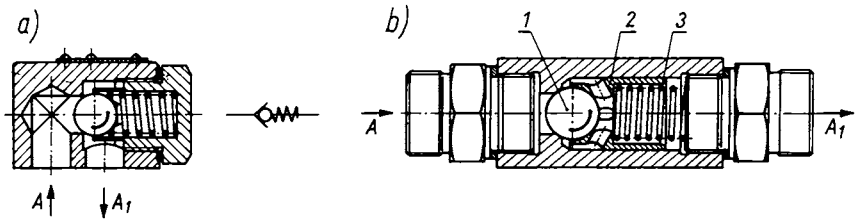
Rys. I-222. Elementy zamykające zaworów odcinających: a) kulka, b) stożek, c) talerz

zamykania otworów i kanałów wierconych wprost w kadłubie zaworu. Styk kulki z krawędzią otworu występuje na niewielkiej powierzchni, utworzonej w wyniku uderzeń lub docisku kulki do gniazda. Naciski powierzchniowe są więc bardzo duże i przekraczają często wartości dopuszczalne. Ponieważ krawędź gniazda na skutek zgniotu przyjmuje kształt kulisty, współpraca kulki z gniazdem jest dobra. Kulki są zwykle prowadzone, co uniemożliwia mimoosiowe osadzenie się ich w gnieździe. W przypadku zaworów o dużych nominalnych średnicach, przewidzianych do pracy przy wysokich ciśnieniach, stosuje się raczej zawory z grzybkami stożkowymi. Kontakt grzybka z gniazdem odbywa się na większej powierzchni, a więc naciski powierzchniowe mogą być wydatnie zmniejszone. Wykonanie gniazda musi być jednak bardziej staranne niż w przypadku zaworów kulkowych. Zawory stożkowe odznaczają się dobrą szczelnością przy wysokich ciśnieniach; przy ciśnieniach niskich mogą występować przecieki. Wady tej pozbawione są zawory wg rys. I-222c, w których przy niskich ciśnieniach szczelność zapewniają uszczelki gumowe. Przy wyższych ciśnieniach uszczelki doznają ściśnięcia a współpracujące części zaworu wchodzą w kontakt metaliczny. Wadą tego rozwiązania jest jednak szybkie zużywanie się uszczelek i konieczność częstej ich wymiany.

6.3.1. Zawory zwrotne

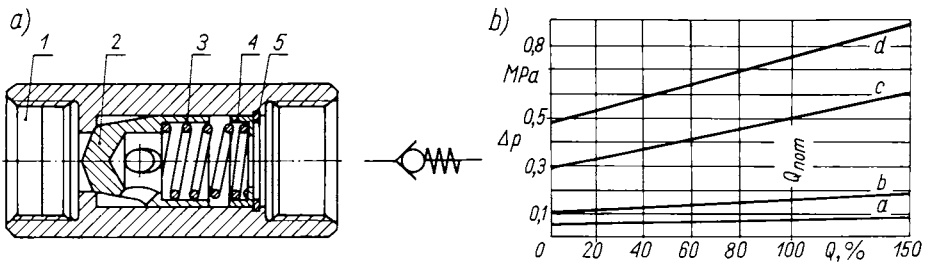
Zaworami zwrotnymi nazywa się zawory odcinające umożliwiające swobodny przepływ czynnika w jednym kierunku i odcinające przepływ w kierunku przeciwnym. Zamknięcie drogi przepływu przy zmianie jego kierunku następuje

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-223. Zawory zwrotne kulkowe produkcji ORSTA — HYDRAULIK (b. NRD) do montażu: a) płytowego, b) przewodowego; *1* — kulka, *2* — tuleja, *3* — sprężyna

samoczynnie, w chwili zaistnienia równowagi ciśnień po obu stronach elementu zamykającego. Na rys. I-223 przedstawiono dwie odmiany konstrukcyjne *zaworu zwrotnego kulkowego* [42]. Pierwsza przystosowana jest do montażu płytowego, druga do tzw. *montażu przewodowego* czyli do zabudowy w linii przewodu. Z gniazdem zaworowym współpracuje kulka *1*, prowadzona w tulei *2*, znajdującej się pod naciskiem sprężyny *3*. Czynnik roboczy doprowadzony do przyłącza A przesuwa kulkę i otwiera przepływ w kierunku A_1. Ciśnienie otwarcia zaworu zależy od napięcia wstępnego sprężyny. Przepływ w kierunku przeciwnym jest niemożliwy; po stronie A_1 musiałoby bowiem panować ciśnienie większe niż po stronie A, a już przy zrównaniu się ciśnień najsłabsza nawet sprężyna spowoduje powrót kulki do gniazda.

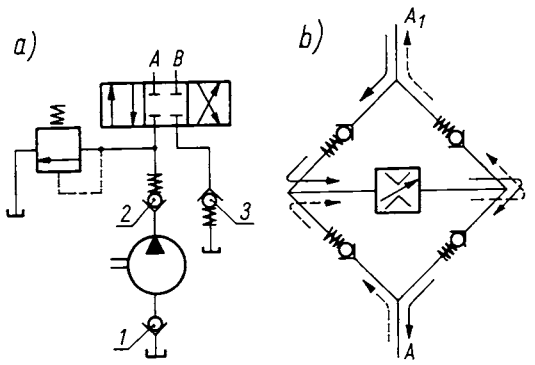


Rys. I-224. Zawór zwrotny stożkowy według projektu Kombinatu PZL-HYDRAL, Wrocław: a) konstrukcja; *1* — kadłub, *2* — grzybek, *3* — sprężyna, *4* — tuleja, *5* — pierścień osadczy, b) charakterystyki przepływowe

Na rys. I-224a jest przedstawiony *zawór zwrotny stożkowy*, typu ZZ, produkcji krajowej. Zawór ten produkuje się w sześciu wielkościach, określonych średnicą nominalną przelotu od 6 do 32 mm, co odpowiada nominalnym natężeniom przepływu od 10 do 250 dm³/min. Ciśnienie nominalne zaworu wynosi 16 MPa. Ciśnienie otwarcia może wynosić od 0,05 do 0,5 MPa, zależnie od wymiarów zastosowanej sprężyny. Na rys. I-224b podano charakterystyki przepływowe zaworów $\Delta p = f(Q)$ dla wszystkich czterech oferowanych sprężyn.

Na rys. I-225a podano przykłady ważniejszych zastosowań zaworów zwrotnych w układzie stacji zasilającej, składającej się z pompy, zaworu bezpieczeństwa i rozdzielacza. Zawór *1*, zainstalowany w przewodzie ssawnym pompy, ma za zadanie nie dopuścić do opróżnienia przewodu przy dłuższym postoju pompy i zapobiec w ten sposób jej zapowietrzeniu się w okresie rozruchu.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



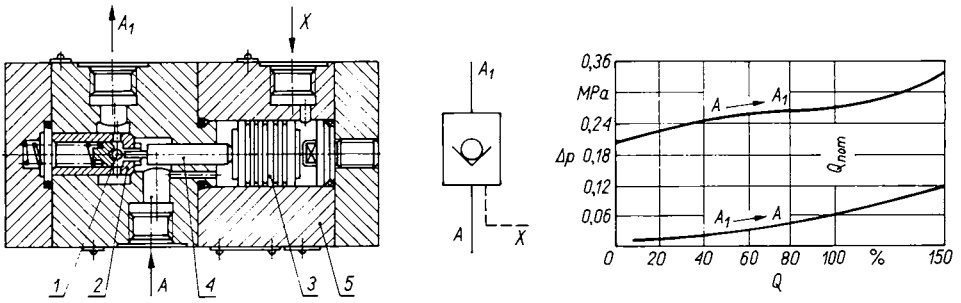
Rys. I-225
Przykłady zastosowań zaworów zwrotnych: a) zasilacz, b) prostownik

Jest oczywiste, że zawór ten może być źródłem zbyt dużych oporów hydraulicznych utrudniających napełnianie pompy. Ponieważ w tym miejscu zawór ten pracuje zawsze w pozycji pionowej, sprężyna jest zbędna. Jego zamykanie się może mieć miejsce pod wpływem ciężaru własnego ruchomego elementu. Zawór *2*, znajdujący się w przewodzie tłocznym, chroni pompę przed przeciążeniami pochodzącymi z układu napędowego. Jest zawsze instalowany w wielopompowych układach zasilających. Ciśnienie otwarcia zaworów, które mają taką lub podobną rolę do spełnienia, powinno być niewielkie. Chodzi o to, aby nie zwiększać niepotrzebnie strat hydraulicznych w układzie. Zawór *3* spełnia rolę tzw. *zaworu podporowego* utrzymującego, z różnych względów, wymagane nadciśnienie po stronie zlewu. Praca odbiornika jest na ogół spokojniejsza, jeśli np. po stronie zlewowej panuje stan niewielkiego napięcia, umożliwiający dalszy ruch odbiornika po jego wyłączeniu.

Zawory zwrotne mogą być łączone z innymi elementami i poszerzać w ten sposób obszar ich zastosowań, poprawiać pracę układu napędowego lub upraszczać jego budowę. Przykładem mogą być siłowniki, rozdzielacze, regulatory natężenia przepływu i zawory ciśnieniowe różnych typów. Na rys. I-225b przedstawiono układ czterech zaworów zwrotnych, spełniających rolę prostownika w stosunku do regulatora natężenia przepływu. Niezależnie od kierunku przepływu w linii A-A_1 przepływ przez regulator ma zawsze ten sam kierunek.

Odmianą zaworów zwrotnych o konstrukcji wg rys. I-223 i I-224 *są zawory zwrotne sterowane*, nazywane często *zamkami hydraulicznymi*. Właściwością tych zaworów jest to, że umożliwiają przepływ czynnika w obu kierunkach. Aby to osiągnąć, zawór prosty musi mieć dodatkowe urządzenie, za pomocą którego można odsunąć grzybek od gniazda i otworzyć w ten sposób drogę przepływu w kierunku przeciwnym do normalnego. Zasadę działania zaworu sterowanego wyjaśniono na rys. I-226a, przedstawiającym zawór typu ZSZ produkcji krajowej. Zawór zwrotny jest zaworem dwustopniowym. Pierwszy stopień stanowi kulka *1*, współpracująca z tłoczkiem *2*, stopień drugi — tłoczek *2* z gniazdem w korpusie zaworowym. Zawór ten otwiera się samoczynnie przy przepływie w kierunku AA_1, przy ciśnieniu 0,2 MPa. Drogę przepływu w kierunku A_1A otwiera przymusowo tłoczek *3* z popychaczem *4* wówczas, gdy przyłączem X zostanie doprowadzony czynnik z obwodu sterującego pod ciśnieniem p_{st}. Wartość tego ciśnienia jest wyznaczona siłą odkształcanej

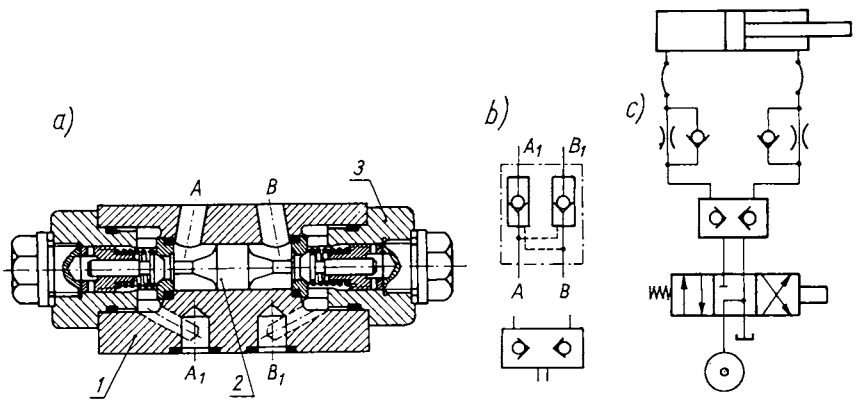
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-226. Zawór zwrotny sterowany ZSZ według projektu Kombinatu PZL-HYDRAL, Wrocław: a) konstrukcja; *1* – zawór odciążający, *2* – zawór główny, *3* – tłoczek sterujący, *4* – popychacz, *5* – kadłub, b) charakterystyki przepływowe $\Delta p = f(Q)$

sprężyny oraz oporami ruchu wszystkich ruchomych elementów. Przy doprowadzaniu sygnału X najpierw jest odsunięta kulka *1*, a dopiero później tłoczek *2*. Maksymalna wartość ciśnienia sterującego p_{st} nie może przekroczyć wartości ciśnienia nominalnego zaworu. Zanik ciśnienia p_{st} powoduje samoczynne zamknięcie się zaworu. Zawory typu ZSZ produkuje się w trzech wielkościach (D_{nom} = 10, 13, 16 mm) na ciśnienie p_{nom} = 32 MPa. Ciśnienie otwarcia zaworu odciążającego *1* wynosi zależnie od wielkości zaworu 1÷3 MPa, a zaworu głównego 5÷20 MPa. Na rys. I-226b podano zależności oporów przepływu od natężenia przepływu przez zawór w kierunkach AA_1 i A_1A.

Zawór wg rys. I-226 jest zaworem pojedynczym. Na rys. I-227 podano przykład zaworu podwójnego w układzie symetrycznym, do montażu płytowego. Tłoczek sterujący *2* znajduje się między dwoma zaworami zwrotnymi *3*. Przy przepływie drogą AA_1 ciśnienie w niej panujące powoduje przesunięcie tłoczka w prawo i przymusowe otwarcie drogi B_1B. Ciśnienie otwarcia zaworu prawego jest równe aktualnemu obciążeniu odbiornika. Dla większych średnic nominalnych przelotu zawory zwrotne wykonuje się jako dwustopniowe, w których najpierw jest otwierany zawór odciążający, a później dopiero zawór główny. Na

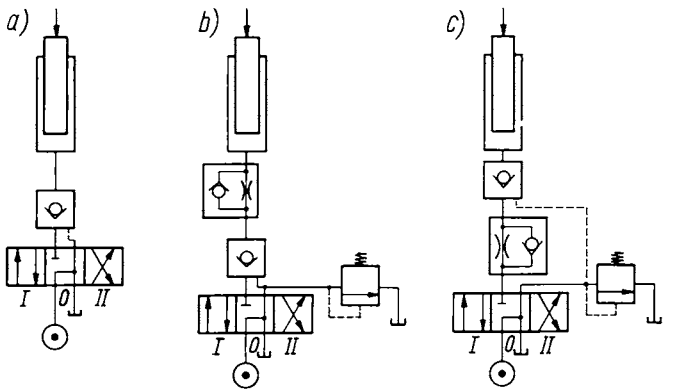


Rys. I-227. Podwójny zawór zwrotny sterowany typu ZZS-6, produkcji Fabryki Elementów Hydrauliki PONAR-WADOWICE S.A.: a) konstrukcja; *1* – kadłub, *2* – tłoczek sterujący, *3* – zawór zwrotny, b) symbole graficzne: szczegółowy i uproszczony, c) schemat hydrauliczny tłokowego układu napędowego z podwójnym zaworem zwrotnym sterowanym

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

rys. I-227c podano przakładowy schemat hydrauliczny, wykorzystując uproszczony symbol graficzny zaworu.

Na rys. I-228 podano przykłady zastosowania zaworów zwrotnych sterowanych w najprostszym układzie napędowym z siłownikiem nurnikowym. W położeniu neutralnym rozdzielacza źródło zasilania oraz przewód sterujący zaworu zwrotnego są zwarte ze zbiornikiem. Zawór zwrotny zamyka szczelnie cylinder siłownika i ustala położenie obciążonego nurnika. Po przesterowaniu rozdzielacza w położenie *II* będzie zasilany przewód sterujący zaworu zwrotnego, zawór zostanie otwarty, a obciążony nurnik będzie się mógł opuszczać. W czasie tej czynności zasilacz będzie rozładowywany przez zawór bezpieczeństwa, chroniący układ przed przeciążeniem. Straty mocy są wówczas bardzo duże. Wadę tę można usunąć, instalując w gałęzi sterowania zaworu zwrotnego (I-228b) zawór maksymalny nastawiony na ciśnienie niezbędne do otwarcia drogi na linii cylinder-zbiornik. Straty mocy będą mogły być w ten sposób zmniejszone. Między siłownikiem a zaworem zwrotnym znajduje się dodatkowo

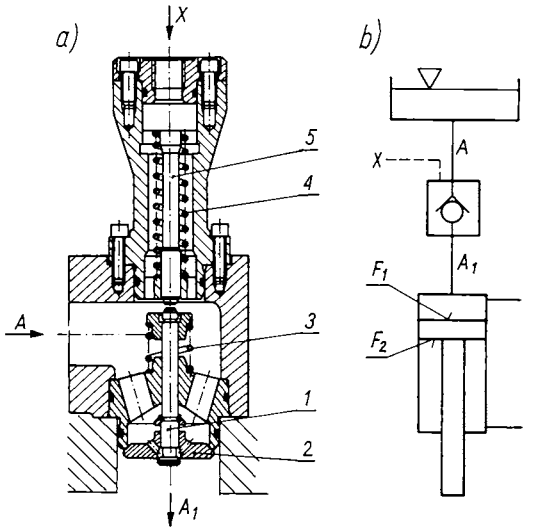


Rys. I-228
Przykłady zastosowania zaworów zwrotnych sterowanych ciśnieniem otwarcia: a) zaworu bezpieczeństwa zasilacza, b) i c) dodatkowego zaworu przelewowego

zawór jednostronnie dławiący, za pomocą którego można nastawiać prędkość opuszczania obciążonego nurnika. W przypadku pęknięcia przewodu zasilającego między pompą a zaworem zwrotnym — w położeniach sterujących 0 lub *I* — zawór zwrotny zamyka się samoczynnie zabezpieczając nurnik przed niekontrolowanym opadaniem. Pęknięcie przewodu zasilającego w położeniu *II* rozdzielacza nie zapobiega opadaniu nurnika; można je jednak przerwać, przesterowując rozdzielacz w położenie 0. Poza tym jest mało prawdopodobne, aby przewód zasilający pękł przy takim układzie połączeń, ponieważ panujące w nim ciśnienie jest zwykle niższe od tego, jakie występuje w czasie podnoszenia. Montując zawór zwrotny bezpośrednio na cylindrze siłownika (rys. I-228c), można w sposób skuteczny zabezpieczyć układ przed skutkami pęknięcia przewodu w dowolnym miejscu linii zasilania.

Na rys. I-229a podano konstrukcję zaworu zwrotnego sterowanego służącego do szybkiego napełniania i opróżniania przestrzeni roboczej cylindra podczas szybkiego ruchu dostawczego lub powrotnego tłoka maszyn do obróbki plastycznej. Zawór ten jest nazywany zwykle zaworem *zalewowym* lub *napełniającym*. Podstawową cechą tych zaworów są duże średnice nominalne przelotu,

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



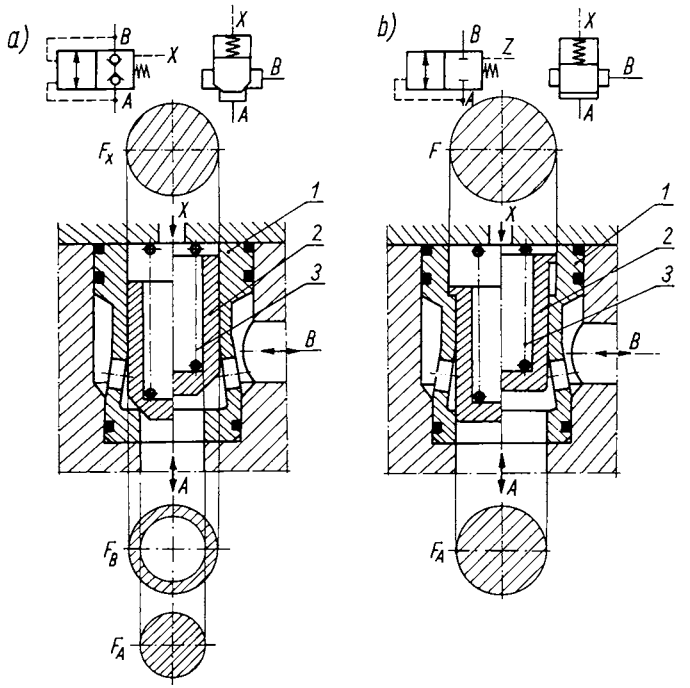
Rys. I-229
Zawór zalewowy firmy REXROTH (RFN): a) konstrukcja, b) schemat hydrauliczny bezpośredniego napełniania i opróżniania siłownika

umożliwiające szybkie napełnienie cylindra pod ciśnieniem słupa cieczy o wysokości równej odległości zaworu od zwierciadła cieczy w zbiorniku (rys. I-229b). Zawór może być jedno- lub dwustopniowy. Przedstawiony na rysunku zawór jest dwustopniowy. Grzybki *1* i *2* zaworów obu stopni są dociskane do swoich gniazd siłą miękkiej sprężyny *3*. Jeśli tłok cylindra roboczego porusza się w dół, to nad tłokiem powstaje podciśnienie, w wyniku czego zawór otwiera się samoczynnie i umożliwia napełnienie cylindra bezpośrednio ze zbiornika drogą AA_1. Krótko przed zakończeniem skoku dostawczego tłok zostaje wyhamowany, a zasilanie cylindra przerzucone na pompę. W przestrzeni o powierzchni F_1 ciśnienie zaczyna wzrastać, powodując zamknięcie zaworu. Przesterowując cylinder na ruch powrotny po zakończeniu suwu roboczego, doprowadza się z obwodu sterującego ciśnienie na tłoczek *5* przeciwko sile sprężyny *4* utrzymującej go dotąd w skrajnym położeniu. Otworzy się w ten sposób najpierw zawór pierwszego, a następnie zawór drugiego stopnia, umożliwiając wypływ cieczy bezpośrednio do zbiornika drogą A_1A.

6.3.2. Elementy logiczne

Zawory odcinające dały początek w ostatnich latach rozwojowi układów tzw. *sterowania blokowego* wykorzystującego proste elementy, którymi są *zawory wzniosowe*, zwane w literaturze również — ze względu na funkcje jakie mogą realizować — *elementami logicznymi*. Mają one konstrukcję tzw. *nabojową*, umożliwiającą ich wbudowanie w litym bloku sterującym. Budowę i zasadę działania tych elementów, o dużym już dzisiaj stopniu stypizowania, wyjaśniono na rys. I-230. W tulei *1*, wkładanej nabojowo w blok, pracuje element wzniosowy *2* w postaci grzybka (rys. I-230a) lub suwaka tłoczkowego (rys. 230b), znajdujący się pod naciskiem sprężyny *3* utrzymującej go normalnie w skrajnym dolnym położeniu. Połączenie dróg *A* i *B* jest wówczas odcięte. Przy uniesieniu organu wzniosowego przeciwko sile sprężyny oraz sile ciśnienia nad grzybkiem nastąpi połączenie obu dróg. Przepływ może mieć wówczas dowolny kierunek.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-230
Zawór odcinający o konstrukcji nabojowej: a) grzybkowy, b) suwakowy

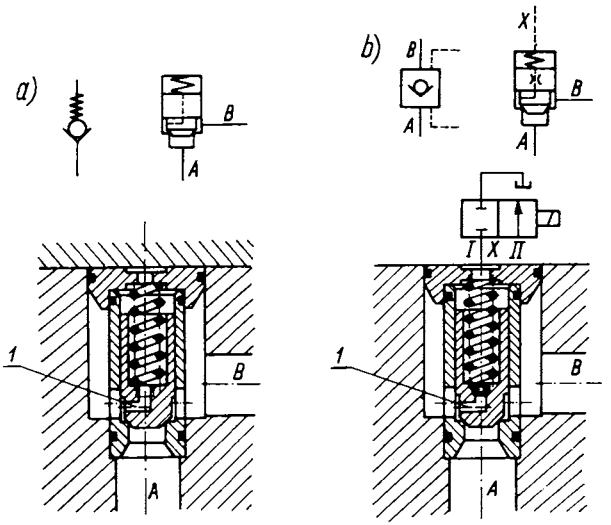
Na rysunku pokazano powierzchnie, na które oddziałują ciśnienia panujące w poszczególnych komorach w stanie zamkniętym. Stosunki powierzchni F_A/F_B oraz F_A/F_x przyjmowane są przez producentów różnie. Firma REXROTH np. przyjmuje stosunek powierzchni F_A/F_B równy 14,3 lub 2:1. Ponieważ $F_x = F_A + F_B$, więc F_A/F_x wynosi odpowiednio 1:1,07 lub 1:1,5. Jeśli otwór X będzie połączony ze zlewem, to grzybek uniesie się gdy siła od ciśnienia p_A oddziałującego na powierzchnię F_A będzie co najmniej równa sile sprężyny. Uniesienie grzybka będzie możliwe również pod działaniem siły ciśnienia p_B działającego na powierzchnię F_B. Doprowadzając ciśnienie nad grzybek, uzyskuje się dodatkowy jego docisk do gniazda i zwiększenie szczelności zaworu. Otwarcie zaworu może wówczas także mieć miejsce, lecz przy znacznie wyższych wartościach ciśnień p_A i p_B od tych, jakie były potrzebne do otwarcia zaworu odciążonego ($p_x = 0$).

Pod względem funkcjonalnym element ten może spełniać rolę rozdzielacza dwudrogowego dwupołożeniowego, zaworu zwrotnego lub zaworów ciśnieniowych, a także zaworów sterujących natężeniem przepływu. Do sterowania natężeń przepływu nadają się szczególnie zawory o konstrukcji suwakowej wg rys. I-230b. Rola, jaką może spełniać zawór, zależy zatem od jego konstrukcji oraz sposobu, w jaki będzie sterowany. Nad grzybek kanałem X w pokrywie zamykającej gniazdo zaworowe można doprowadzać ciśnienie zarówno z kanału A jak i B lub z niezależnego obwodu sterującego.

Zamykając gniazdo zaworowe od góry szczelnie pokrywą (rys. I-230a), uzyskuje się prosty zawór zwrotny, zapewniający swobodny przepływ w kierunku od A do B. Przepływ w kierunku przeciwnym nie jest możliwy, ponieważ ciśnienie z przestrzeni B doprowadzone zostaje kanałem 1 nad

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

grzybek, w wyniku czego nastąpi jego odpadnięcie. Na drodze sygnału X można zainstalować zawór odcinający (rys. I-231b), pozwalający w razie potrzeby odciążyć przestrzeń nad grzybkiem. W położeniu *I* rozdzielacza układ taki spełnia, jak poprzednio, rolę prostego zaworu zwrotnego, przepuszczającego czynnik od *A* do *B*. W celu przymusowego otwarcia zaworu należy przesterować rozdzielacz w położenie *II*. Grzybek zostanie odciążony i otworzy drogę przepływu w kierunku od *B* do *A*. W wyniku tego, że w kanale *1* wbudowano odpowiednio zwymiarowaną dyszę dławiącą, uniesienie grzybka będzie mogło się odbywać łagodnie bez uderzeń. Dysza wpływa łagodząco na otwieranie się zaworu także przy przesterowaniu rozdzielacza z położenia *II* w położenie *I*.



Rys. I-231
Zawór nabojowy pracujący w charakterze zaworu zwrotnego: a) prostego, b) sterowanego

Znaczne koszty pojedynczych elementów łącznie z elementem sterującym sprawiają, że układy te nie zawsze są opłacalne. Jeśli elementy te mają spełniać rolę rozdzielacza, to są opłacalne nawet przy niewielkiej serii produkcyjnej [43] — dopiero dla nominalnych średnic przelotu większych od 32 mm. Im więcej funkcji ma spełniać układ, a więc im więcej liczy elementów nabojowych, tym mniejsze są średnice nominalne, dla których ten system sterowania jest opłacalny. W przypadku oleju jako czynnika roboczego nominalne średnice opłacalności nie schodzą poniżej 16 mm. Jeśli czynnikiem roboczym są ciecze typu HF, to układy te mogą być stosowane już dla średnic nominalnych $8 \div 10$ mm.

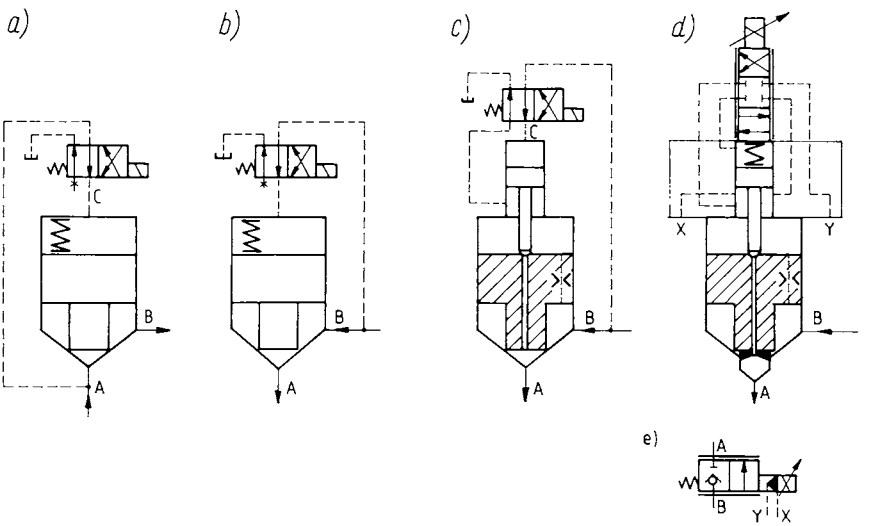
Chcąc uzyskać wymagany czas przełączenia zaworu, należy dokładnie wyznaczyć niezbędne do tego celu natężenie przepływu w obwodzie sterującym. Są to bowiem natężenia niemałe. Jeśli np. zawór o średnicy nominalnej 100 mm ma się zamykać w czasie 0,12 ms, to w obwodzie sterującym powinien być instalowany rozdzielacz o średnicy nominalnej 25 mm, pozwalający uzyskać natężenia przepływu 400 dm^3/min.

Jak widać z rys. I-232, czynnik roboczy może być doprowadzony na powierzchnię czołową (rys. I-232a) lub pierścieniową (rys. I-232b). Dopływ do komory pierścieniowej przyjmuje się wówczas, gdy zawór ma zapewnić pełną

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

szczelność. W obu przypadkach (w stanie zamkniętym) grzybek jest dociskany do gniazda siłą od ciśnienia panującego w obwodzie sterującym. Przy otwieraniu zaworu przestrzeń *C* zostaje odciążona, a grzybek uniesiony na określoną wysokość. W stanie pełnego otwarcia ciśnienia po obu stronach grzybka ciśnienia są takie same.

Zamykanie zaworu odbywa się w dwóch następujących po sobie fazach. W pierwszej, przy doprowadzeniu cieczy nad grzybek, sprężyna przesuwa go na pewną odległość. W wyniku tego przesunięcia powstaje różnica ciśnień w komorach *A* i *B* lub *B* i *A*, a więc zaczyna się druga faza przyspieszanego zamykania, przy końcu której grzybek uderza o gniazdo. Nie jest to zjawisko korzystne. Z punktu widzenia trwałości eksploatacyjnej, ruch organu wzniosowego w pierwszej fazie powinien być szybszy, zaś w drugiej wolniejszy, aby osiadanie grzybka w gnieździe odbywało się miękko.



Rys. I-232. Schematy konstrukcyjne różnych typów zaworów nabojowych stosowanych w budowie układów sterujących

Na rys. I-232c przedstawiono ulepszoną konstrukcję zaworu [44], w której sprężynę inicjującą zamykanie zastąpiono tłoczkiem. Tłoczek opierając się na stożku zwiększa istotnie powierzchnię czynną po stronie *C*, na którą oddziałuje ciśnienie z obwodu roboczego. Uzyskuje się w ten sposób zwiększenie siły inicjującej proces zamykania zaworu, a przez to przyspieszone reagowanie grzybka na sygnał sterujący.

Dalszym krokiem w rozwoju konstrukcji zaworów nabojowych jest sprzęgnięcie siłowe (za pomocą sprężyny) tłoczka inicjującego z rozdzielaczem, sterowanym ciągle magnesem proporcjonalnym (rys. I-232d). Rozwiązanie to umożliwia ciągłą nastawę położenia organu zamykającego względem gniazda, a więc pozwala programować proces zamykania i otwierania zaworu w czasie oraz dostosowywać układ sterujący do potrzeb i wymagań układu. Programowanie to realizuje odpowiedni elektroniczny układ sterujący elektromagnesem.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Wśród z a l e t tej konstrukcji należy wymienić:

— małe natężenie strumienia w obwodzie sterującym wynoszące zależnie od wielkości zaworu $0{,}5 \div 1{,}5$ dm^3/min,

— niewielkie minimalne ciśnienie w obwodzie sterującym (0,3 MPa),

— małe straty nieszczelności wewnętrznych na tłoczku nadążnym,

— wprowadzenie sterowania zewnętrznego, umożliwiającego sterowanie zaworami różnej wielkości za pomocą jednej wielkości układu nastawczego,

— niezależność czasu przesterowania zaworu ($\leqslant 40$ ms) od jego średnicy nominalnej.

6.3.3. Rozdzielacze zaworowe

Rozdzielacze suwakowe mają wiele wad, ograniczających możliwości ich stosowania lub wymagających dodatkowych elementów, które wady te usuwają albo łagodzą ich skutki. Podstawową wadą jest nieszczelność wewnętrzna pary suwakowej sprawiająca, że tłok obciążonego siłownika nie jest pewnie unieruchomiony w położeniu neutralnym rozdzielacza, bez dodatkowych zabezpieczeń. Inną wadą rozdzielaczy suwakowych jest duży opór suwaka, ograniczający możliwości bezpośredniego sterowania elektromagnesami. Sterowanie elektrohydrauliczne wymaga często stosowania oddzielnego obwodu sterującego z dodatkowym źródłem zasilania. Opory ruchu suwaków w tulei mogą być dodatkowo zwiększane na skutek odkształceń pary suwakowej, powstałych w wyniku niewłaściwego ich montażu lub pęcznienia suwaków drążonych oraz zmiany wymiarów ściskanej z zewnątrz tulei. Konstrukcje suwakowe nie nadają się do stosowania w układach napędowych, w których czynnikiem roboczym jest woda lub ciecze klasy HF.

W tej sytuacji zrozumiała jest obserwowana ostatnio tendencja budowania układów sterujących z zastosowaniem omówionych wyżej elementów logicznych [45], [46], [47]. Można zatem w pewnym sensie mówić o powrocie do początków hydrauliki, kiedy to sterowanie układami napędowymi odbywało się za pomocą zaworów odcinających. Tendencja ta jest uzasadniona następującymi zaletami tego systemu sterowania:

— możliwością jednostopniowego sterowania układów o dużym natężeniu przepływu czynnika, wymagających nominalnych średnic przelotów powyżej 32 mm;

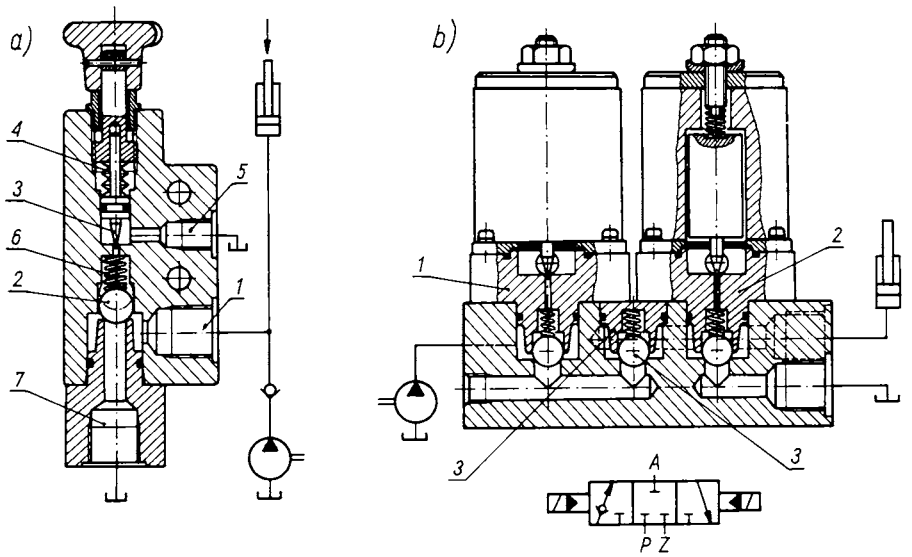
— większą niż w przypadku rozdzielaczy suwakowych szczelnością wewnętrzną układu;

— możliwością łączenia funkcji sterowania kierunkiem i natężeniem przepływu;

— większą trwałością eksploatacyjną w przypadku stosowania wody jako czynnika roboczego.

Na rys. I-233a przedstawiono przykład zastosowania elementu logicznego, w postaci zaworu wzniosowego kulkowego, do sterowania siłownikiem jednostronnego działania. Ciśnienie w linii zasilania siłownika, wynikające z jego obciążenia, panuje również w połączonym równolegle kanale *1*, a także nad kulką, powodując jej docisk do gniazda. Wstępny docisk kuli do gniazda

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



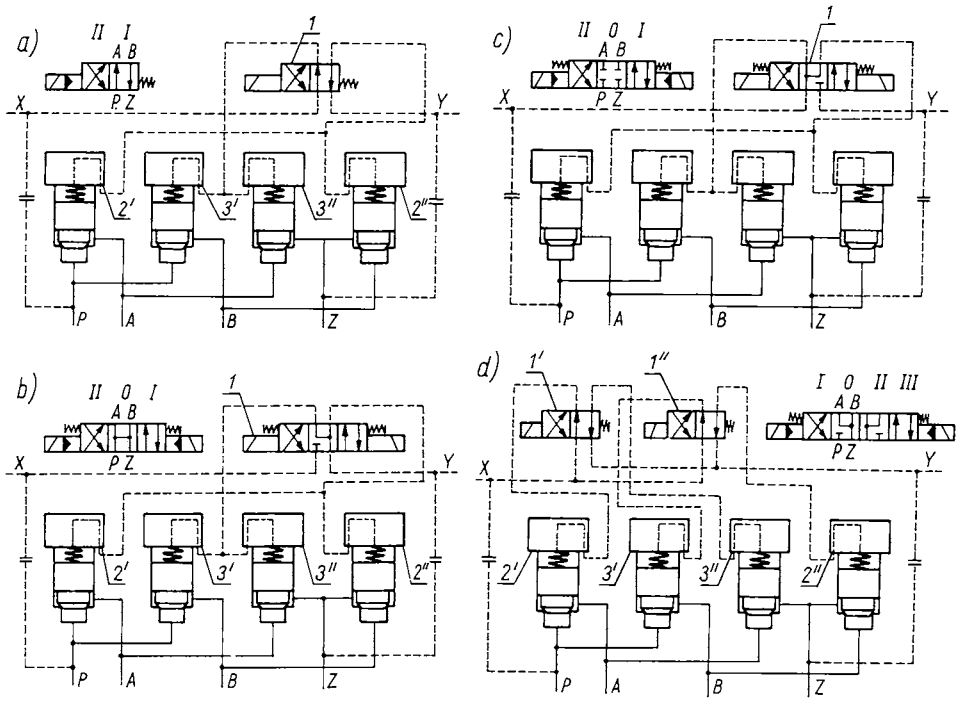
Rys. I-233. Rozdzielacz zaworowy: a) zasada działania; *1*, *5*, *7* — otwory przyłączeniowe, *2*, *6* — zawór kulkowy, *3* — zawór igłowy, *4* — pakiet sprężyn talerzowych, b) rozdzielacz trójdrogowy, trójpołożeniowy; *1*, *2* — elementarny zawór wzniosowy sterowany elektromagnetycznie, *3* — zawór zwrotny

zapewnia sprężyna *6*. Igłowy zawór dławiący *3* jest dociskany do gniazda siłą wywieraną przez pakiet sprężyn talerzowych *4*. Komora nad kulką jest więc szczelnie odcięta od wylotów zlewowych *5* i *7*. Pompa zasila siłownik w kierunku na podnoszenie. Chcąc uzyskać opuszczanie, należy otworzyć zawór dławiący *3*, odciążając wkład sprężynowy za pomocą pokrętła. Na skutek oporów przepływu w szczelinie między kulką a obudową ciśnienie nad kulką będzie mniejsze od ciśnienia panującego w komorze pod nią. Kulka zostanie uniesiona, a otwór *1* będzie połączony z otworem *7*, łącząc zarówno pompę, jak i siłownik ze zlewem. Odpowiednia nastawa otwarcia zaworu igłowego umożliwia uzyskanie dowolnej prędkości ruchu siłownika w obu kierunkach. Układ ten, jak łatwo zauważyć, nie wymaga dodatkowego zaworu bezpieczeństwa. Przy wzroście ciśnienia w układzie ponad określoną wartość kulka zostanie uniesiona przeciwko sile sprężyny *6* i pompa dozna połączenia ze zlewem.

Pokrętło zaworu igłowego można zastąpić elektromagnesem, unoszącym lub dociskającym grzybek do gniazda. W pierwszym przypadku — przy niewzbudzonym elektromagnesie — zawór będzie normalnie zamknięty, w drugim normalnie otwarty. Wzbudzenie elektromagnesu spowoduje zatem w pierwszym przypadku otwarcie, w drugim zamknięcie zaworu. Z zespołów tych można kompletować blokowe urządzenia sterujące zastępujące rozdzielacze suwakowe wielodrogowe wielopołożeniowe, mogące sterować pracą dowolnego typu odbiornika. Na rys.I-233b przedstawiono blok sterujący, spełniający rolę rozdzielacza trójdrogowego, trójpołożeniowego. Sterowany elektromagnetycznie zawór *1* odcina lub otwiera przepływ czynnika z pompy zasilającej. Zawór *2* tej samej konstrukcji, po wzbudzeniu elektromagnesu, zwiera odbiornik ze zlewem. Spełnia także rolę zaworu bezpieczeństwa. Zawór zwrotny *3*, znajdujący

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

się pośrodku, spełnia rolę zamka hydraulicznego, zapewniającego szczelne odcięcie odbiornika przy wyłączonych elektromagnesach. Podany na rysunku symbol graficzny przedstawia układy połączeń poszczególnych dróg i wyjaśnia zasadę działania rozdzielacza. Jeśli rozdzielacze takie usytuować po obu stronach odbiornika dwustronnego działania i zasilać je równolegle od jednej pompy, to będą one funkcjonalnie równoważne rozdzielaczowi czterodrogowemu trópołożeniowemu.



Rys. I-234. Przykłady bloków sterujących zestawionych z elementów logicznych firmy HERION-WERKE (RFN): a) rozdzielacz 4/2 (czterodrogowy, dwupołożeniowy), b), c) 4/3 (czterodrogowy, trójpołożeniowy), d) 4/4 (czterodrogowy, czteropołożeniowy)

Na rys. I-234 podano przykłady bloków sterujących zestawionych z elementów logicznych firmy HERION-WERKE (RFN). Na rys. I-234a podano układ zastępujący rozdzielacz czterodrogowy dwupołożeniowy sterowany elektrohydraulicznie. Sterowanie elementami umożliwia rozdzielacz elektromagnetyczny *1* zasilany zewnętrznie przewodem *X*. W pozycji rozdzielacza *1*, przedstawionej na rysunku, zawory *3′* i *3″* są obciążone ciśnieniem z obwodu sterującego, natomiast zawory *2′* i *2″* są odciążone. Przewód *P* zasilający układ napędowy, po otwarciu elementu *2′* połączony jest z linią *A*. Linia *B* doznaje w tym czasie połączenia ze zlewem *Z* poprzez otwarty element *2″*. Układ realizuje system połączeń odpowiadający położeniu *I* na symbolu uproszczonym. Przesterowanie rozdzielacza *1* spowoduje domknięcie elementów *2′* i *2″* oraz odciążenie elementów *3′* i *3″*. Droga *P* dozna połączenia z drogą *B* przy równoczesnym połączeniu drogi *A* ze zlewem *Z*. Jest to układ połączeń odpowiadający położeniu *II* na symbolu uproszczonym.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

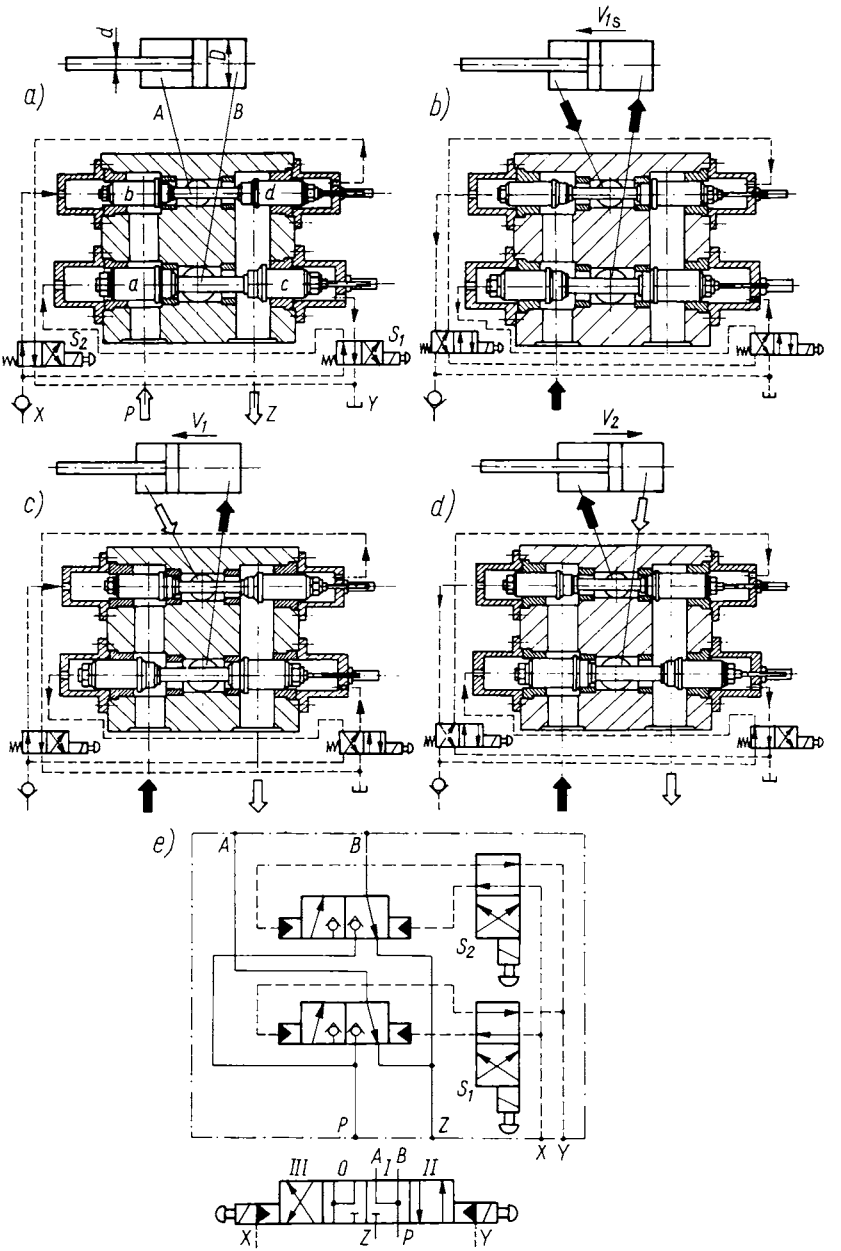
Na rys. I-234b przedstawiono układ również czteroelementowy lecz sterowany rozdzielaczem trójpołożeniowym. Uzyskuje się w ten sposób układ odpowiadający rozdzielaczowi elektrohydraulicznemu o symbolu uproszczonym, podanym obok. W położeniu neutralnym rozdzielacza *1* sygnał *X* jest odcięty, a wszystkie elementy odciążone. Wszystkie drogi układu napędowego są ze sobą połączone, realizując tzw. *położenie pływające* tłoka w cylindrze pod wpływem obciążeń zewnętrznych. Przesterowanie rozdzielacza sterującego w dowolne położenie daje w rezultacie układy połączeń jak poprzednio.

Stosując rozdzielacz sterujący o schemacie połączeń w jego położeniu neutralnym jak na rys. I-234c, uzyskuje się odcięcie wszystkich dróg układu sterującego, jak oznaczono to w położeniu 0 uproszczonego symbolu graficznego. Pozostałe dwa położenia realizują omówione uprzednio układy połączeń.

Układ wg rys. I-234d, o tej samej liczbie elementów, spełnia rolę rozdzielacza czterodrogowego czteropołożeniowego. Elementy logiczne są sterowane przez dwa elektromagnetyczne rozdzielacze, czterodrogowe, dwupołożeniowe *1'* i *1''*. W położeniu przedstawionym na rysunku ciśnienie z przewodu *X* obciąża elementy *2'* i *3'*. Zasilanie układu (przewód *P*) zostaje zamknięte. Elementy *2''* i *3''* są w tym czasie odciążone, a więc obie strony odbiornika mają połączenie ze zlewem, co widać na symbolu uproszczonym (położenie 0). Przesterowanie rozdzielacza *1''* spowoduje obciążenie elementu *2''* oraz odciążenie elementu *3'*. Pompa *P* dozna połączenia z linią *B*, a linią *A* ze zlewem *Z* (położenie *I*). Przesterowanie rozdzielacza *1'* sprawi, że uzyska się układ połączeń występujący w położeniu *III* na symbolu uproszczonym. Jednoczesne przesterowanie rozdzielaczy *1'* i *1''* zamknie zawory *2'* i *3''* i umożliwi otwarcie zaworów *2'* i *3'*. Schemat połączeń, przedstawiający tę sytuację, podaje położenie *II* uproszczonego symbolu graficznego. Wyloty *A* i *B* do odbiornika uzyskują połączenie z przewodem zasilającym *P*. Jeśli odbiornikiem jest cylinder dwustronnego działania, to uzyskuje się wówczas tzw. *szybki wysuw* tłoka.

Na rys. I-235 przedstawiono budowę i zasadę działania rozdzielacza czterodrogowego czteropołożeniowego stosowanego w prasach hydraulicznych. Elementy sterujące, współpracujące z gniazdami wprasowanymi w blok zaworowy, tworzą pary połączone za pomocą trzpieni. Każda para jest sterowana hydraulicznie z oddzielnego obwodu sterującego, zasilanego z zewnątrz. W obwodzie sterującym znajdują się dwa elektromagnetyczne rozdzielacze czterodrogowe, dwupołożeniowe s_1 i s_2. W stanie bezprądowym obu rozdzielaczy (rys. I-235a) tłoczki *a* i *b* są pod działaniem ciśnienia cieczy doprowadzonej przewodem *X*, a więc odcinają przyłącze *P* od przyłączy *A* i *B* siłownika. Tłok pozostaje zatem nieruchomy. Po wzbudzeniu elektromagnesów obu rozdzielaczy sterujących s_1 i s_2 (rys. I-235b) obciążone zostają tłoczki *c* i *d*, przy równoczesnym odciążeniu tłoczków *a* i *b*. Przyłącza *P*, *A*, *B* doznają połączenia, co oznacza że prawa strona (wylot *B*) jest zasilana czynnikiem podawanym przez pompę oraz wypływającym z przestrzeni tłoczyskowej cylindra (wylot *A*). Tłok porusza się szybkim ruchem dosuwowym z prędkością $v_{1s} = 4Q/\pi d^2$, gdzie *Q* jest wydajnością pompy. Po wyłączeniu elektromagnesu s_2 (rys.I-235c) zostanie zamknięty przepływ z przestrzeni *A* do przestrzeni *B*. Siłownik jest zasilany tylko pompą *P*. Tłok porusza się wolniej z prędkością roboczą $v_1 = 4Q/\pi D^2$. Włączając elektro-

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-235. Rozdzielacz zaworowy 4/4 (czterodrogowy, czteropołożeniowy) sterowany elektrohydraulicznie: a) położenie neutralne 0, b) położenie umożliwiające szybki ruch dostawczy I, c) położenie ruchu roboczego II, d) położenie ruchu powrotnego III, e) symbole graficzne: szczegółowy i uproszczony

magnes rozdzielacza s_2, przy wyłączonym elektromagnesie s_1 (rys. I-235d), pompa P doznaje połączenia z przestrzenią A, natomiast przestrzeń B ze zlewem Z. Tłok wykonuje ruch powrotny z prędkością $v_2 = 4Q/\pi(D^2 - d^2)$. Przełączania szybkiego ruchu dostawczego na ruch roboczy dokonuje się przełącznikiem w obwodzie elektrycznym za pomocą zderzaka, po osiągnięciu przez tłok określo-

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

nego położenia. Podobnie może zachodzić przełączanie ruchu roboczego na ruch powrotny i jego wyłączenie. Rozdzielacz taki nosi nazwę sterowanego położeniowo. Przesterowanie rozdzielacza może być także uzyskiwane ciśnieniowo, za pomocą przekaźnika ciśnieniowego podającego sygnał elektryczny na elektromagnes rozdzielacza s_2, przerywając dopływ prądu (rys. I-235c).

6.4. Zawory sterujące ciśnieniem

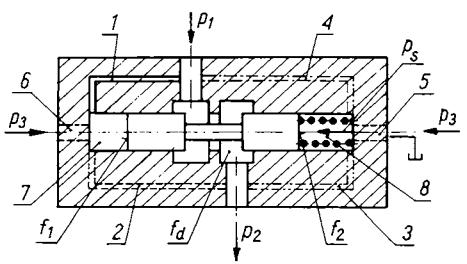
6.4.1. Zasada działania i systematyka konstrukcji

Zawory sterujące ciśnieniem, zwane skrótowo *zaworami ciśnieniowymi*, można podzielić wg konstrukcji organu zamykającego na *zawory wzniosowe* i *suwakowe*. Zawory wzniosowe, w których organem zamykającym jest kulka lub grzybek — najczęściej stożkowy — mają zasadę działania podobną do omówionej w p. 6.3.1. zasady działania zaworów zwrotnych. W zaworach suwakowych organem zamykającym lub nastawiającym wartość pola powierzchni przepływowej jest suwak tłoczkowy, którego krawędzie sterujące odsłaniają lub przysłaniają kanały wykonane w kadłubie zaworu. Zasada ich działania jest zatem podobna do tej, na której opierają się rozdzielacze suwakowe. Obszar zastosowań zaworów wzniosowych jest ograniczony niewielkimi nominalnymi średnicami przelotu przy wysokich ciśnieniach nominalnych. Rozdzielacze suwakowe ograniczeń takich nie mają. Umożliwiają ponadto, przez odpowiednie ukształtowanie konstrukcyjne, realizację każdej wymaganej w układzie funkcji sterowania i regulacji ciśnienia.

Zasadę działania suwakowego zaworu ciśnieniowego wyjaśniono na rys. I-236. W kadłubie zaworu pracuje suwak tłoczkowy, który w swoim położeniu wyjściowym — zależnie od funkcji jaką zawór ma spełniać w układzie — otwiera lub przymyka drogę przepływu. Pola powierzchni czołowych suwaka f_1 i f_2 są zależne od rodzaju zaworu. Mogą być obciążane ciśnieniem p_1, p_2 lub p_3. Wywołane w ten sposób siły wzdłużne przesuwają tłoczek dopóty, dopóki nie zostaną zrównoważone przez obciążającą go siłę sprężyny. W stanie równowagi tłoczek ustala przekrój przepływowy f_d, od którego zależy natężenie przepływu przez zawór zgodnie z relacją w postaci

$$Q = kf_d(p_1 - p_2)^n \qquad \text{(I-456)}$$

gdzie : stała k jest proporcjonalna do współczynnika przepływu, a n charakteryzuje rodzaj przepływu.



Rys. I-236
Zasada działania zaworów ciśnieniowych

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Funkcja, jaką ma spełniać zawór, zależy od tego, którymi kanałami (*1*, *2*, *3* lub *4*) będą zasilane komory *7* i *8*. Jeśli komorę *7* połączyć z otworem dopływowym za pomocą kanału *1*, to zawór będzie spełniał rolę zaworu maksymalnego. Odpowiednio zwymiarowana sprężyna znajdująca się w komorze *8* utrzymuje suwak w skrajnym lewym położeniu, odcinając normalnie drogę przepływu przez zawór. Zawór będzie zamknięty dopóty, dopóki ciśnienie p_1 oddziałujące na powierzchnię f_1 nie osiągnie wartości, przy której — przemieszczony przeciwko sile sprężyny P_s — suwak nie odsłoni kanału wypływowego. Ciśnienie to, zwane *ciśnieniem otwarcia zaworu*, jest zwykle maksymalnym dopuszczalnym ciśnieniem w układzie.

Ze względu na charakter pracy zaworu maksymalnego rozróżnia się dwie jego *odmiany*. Pierwszą jest *zawór bezpieczeństwa*, mający za zadanie zabezpieczyć układ przed wzrostem ciśnienia ponad dopuszczalną wartość. Zadaniem drugiej, nazywanej *zaworem przelewowym*, jest zapewnienie przepływu przez zawór, utrzymując w jego przewodzie dopływowym wymaganą maksymalną wartość ciśnienia. *Ciśnienie otwarcia zaworu*, nie uwzględniając sił tarcia i sił hydrodynamicznych, można wyznaczyć z równania równowagi tłoczka w postaci

$$p_1 f_1 = P_s \tag{I-457}$$

Łącząc komorę *7* z otworem odpływowym za pomocą kanału *2* otrzymuje się *zawór redukcyjny*. Jest to zawór, którego zadaniem jest utrzymanie stałej wartości ciśnienia p_2 w otworze odpływowym, niezależnie od ciśnienia p_1 występującego w przewodzie dopływowym. Zawór będzie spełniał swoją rolę tylko wtedy, gdy zachowana będzie ciągłość strumienia przepływającego przez zawór, czyli gdy p_1 będzie większe niż p_2. W odróżnieniu od zaworu maksymalnego zawór redukcyjny jest zatem normalnie otwarty. Równanie równowagi sił działających na tłoczek, bez uwzględnienia sił tarcia i siły hydrodynamicznej, ma postać

$$p_2 f_1 = P_s \tag{I-458}$$

Łącząc otwór dopływowy kanałem *1* z komorą *7* oraz otwór odpływowy kanałem *3* z komorą *8* uzyskuje się tzw. *zawór różnicowy*, zapewniający stałą różnicę ciśnień między dopływem o odpływem. Jeśli $f_1 = f_2 = f$, to różnicę tę, pomijając działanie sił tarcia i siły hydrodynamicznej, można wyznaczyć z równania

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{P_s}{f} = \text{const} \tag{I-459}$$

Zawory różnicowe mogą być także sterowane z zewnętrznego obwodu sterującego, w którym panuje ciśnienie p_3. Ciśnieniem sterowanym może być albo ciśnienie p_1 w otworze dopływowym, albo p_2 w otworze odpływowym. Ciśnienia te mogą być większe albo mniejsze od ciśnienia sterującego p_3. Wynika stąd, że są możliwe cztery odmiany zaworu różnicowego, utrzymującego stałą różnicę ciśnień między ciśnieniem sterowanym p_1 lub p_2 a ciśnieniem sterującym p_3:

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

1° — komora *7* jest połączona kanałem *1* z otworem dopływowym, a ciśnienie sterujące p_3 jest doprowadzane otworem *5* do komory *8*, wówczas

$$p_1 - p_3 = \frac{P_s}{f} = \text{const} \tag{I-459a}$$

2° — komora *8* jest połączona kanałem *4* z otworem dopływowym, a ciśnienie sterujące p_3 jest doprowadzane otworem *6* do komory *7*, wówczas

$$p_3 - p_1 = \frac{P_s}{f} = \text{const} \tag{I-459b}$$

3° — komora *8* jest połączona kanałem *3* otworem odpływowym, a ciśnienie sterujące p_3 jest doprowadzane otworem *6* do komory *7*, wówczas

$$p_3 - p_2 = \frac{P_s}{f} = \text{const} \tag{I-459c}$$

4° — komora *7* jest połączona kanałem *2* z otworem odpływowym, a ciśnienie sterujące p_3 jest doprowadzone otworem *5* do komory *8*, a zatem

$$p_2 - p_3 = \frac{P_s}{f} = \text{const} \tag{I-459d}$$

Zadaniem zaworu ciśnieniowego może być również utrzymywanie stałego stosunku ciśnień strumieni wchodzącego, wychodzącego i sterującego. Zawór o takim przeznaczeniu nosi nazwę *zaworu proporcjonalnego*, w odróżnieniu od innych typów zaworów, nie ma on sprężyny — a tłoczki mają różne pola powierzchni czynnych. Zależnie od tego, które ciśnienia mają pozostawać w stałym stosunku do siebie, zawór proporcjonalny może mieć następujące trzy odmiany:

1° — otwór dopływowy jest połączony kanałem *1* z komorą *7*, a odpływ kanałem *3* z komorą *8* wówczas

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{f_1}{f_2} = \text{const} \tag{I-460a}$$

2° — otwór dopływowy jest połączony kanałem *4* z komorą *8*, a komora *7* jest zasilana ciśnieniem sterującym p_3 z obwodu sterującego, a wtedy

$$\frac{p_1}{p_3} = \frac{f_2}{f_1} = \text{const} \tag{I-460b}$$

3° — otwór wypływowy jest połączony kanałem *3* z komorą *8*, a komora *7*, jak poprzednio, jest zasilana z zewnętrznego obwodu sterującego, wówczas

$$\frac{p_3}{p_2} = \frac{f_2}{f_1} = \text{const} \tag{I-460c}$$

Z przedstawionej systematyki wynika, że zawory mogą być *sterowane wewnętrznie* lub *zewnętrznie*. Wewnętrzne sterowanie będzie występować wtedy, gdy strumienie — dopływający lub wychodzący — są łączone kanałami (*1*, *2*, *3*

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

lub 4) z komorami czołowymi suwaka. W zaworach sterowanych zewnętrznie komory czołowe są zasilane z niezależnego obwodu sterującego, w którym z reguły panuje ciśnienie różne od tego, jakie występuje w przewodach — dopływowym lub odpływowym.

Zawory ciśnieniowe dzielą się także na *zawory bezpośredniego* i *pośredniego działania*. W pierwszym przypadku organ sterujący znajduje się pod bezpośrednim działaniem ciśnienia sterowanego. Zawory te są nazywane często zaworami *jednostopniowymi*. W zaworach bezpośredniego działania, zwanych także *zaworami dwustopniowymi*, element sterujący jest uruchamiany dopiero wówczas, gdy zareaguje tzw. *zawór wstępny* (pierwszy stopień) zaworu ciśnieniowego dwustopniowego. Zaletą zaworów pośredniego działania (dwustopniowych) są stosunkowo niewielkie wymiary w przypadku zaworów o dużych nominalnych średnicach przelotu, przewidzianych do pracy przy wysokich ciśnieniach roboczych oraz możliwość zdalnego ich sterowania.

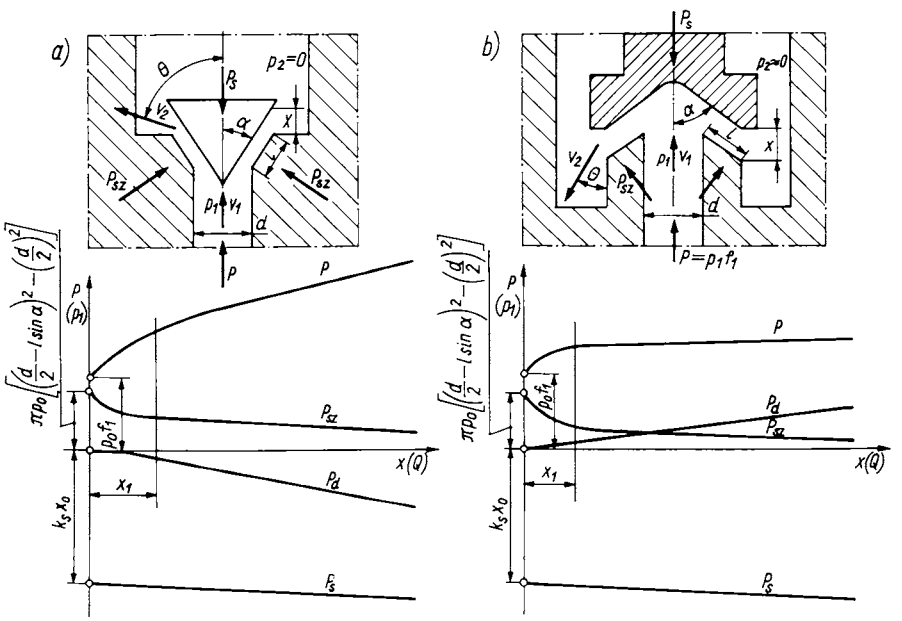
6.4.2. Zawory maksymalne

6.4.2.1. Zawory bezpośredniego działania

Na rys. I-237 zestawiono obciążenia grzybków o dodatnim i ujemnym kącie rozwarcia [48]. Obciążenia dotyczą zaworów w stanie pracy ustalonej. Grzybek jest pod działaniem siły P ciśnienia cieczy na powierzchnię czynną, siły P_{sz} ciśnienia panującego w szczelinie, P_s — siły sprężyny, siły hydrodynamicznej P_d oraz P_t — siły tarcia lepkiego w szczelinie.

Siła wywierana przez *ciśnienie na powierzchnię czynną grzybka*

$$P = p_1 f_1 = p_1 \pi d^2/4 \tag{I-461}$$



Rys. I-237. Obciążenia i charakterystyki statyczne zaworów grzybkowych bezpośredniego działania: a) grzybek o dodatnim kącie rozwarcia, b) grzybek o ujemnym kącie rozwarcia

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Siła od ciśnienia w szczelinie P_{sz} jest uzależniona przede wszystkim od grubości szczeliny, określonej wzniosem x grzybka oraz długości tworzącej l stożkowego gniazda, wyznaczającej pole powierzchni, na którą działa ciśnienie oraz wpływającej znacząco na rodzaj przepływu w szczelinie. Przebieg zależności tej siły od wzniosu x dla zaworów obu rodzajów przedstawiają wykresy na rys. I-237. Maksymalna wartość tej siły wystąpi w początkowym okresie unoszenia się grzybka ($x = 0$). Zakładając, że grzybek styka się wówczas z zewnętrzną krawędzią gniazda, otrzymuje się

$$P_{sz0} = \pi p_0 \left[\left(\frac{d}{2} - l \sin\alpha \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right] \tag{I-462}$$

gdzie p_0 jest ciśnieniem, przy którym zawór się otwiera.

Z badań eksperymentalnych wynika, że ze wzrostem x w obszarze $0 < x < x_1$ wartość P_{sz} maleje wg hiperboli. Dla $x > x_1$ zależność siły $P_{sz} = f(x)$ jest liniowa.

Siłę sprężyny, oddziałującą na grzybek, określa znana zależność

$$P_s = k_s(x_0 + x) \tag{I-463}$$

gdzie k_s jest sztywnością sprężyny, a x_0 jej ugięciem wstępnym.

Siłę hydrodynamiczną można wyznaczyć z zależności (I-428) jako

$$P_d = \varrho Q(v_2 \cos\theta - v_1) \tag{I-464}$$

Dla zaworu z grzybkiem o dodatnim kącie rozwarcia siła hydrodynamiczna będzie miała ten sam kierunek, co oddziaływanie sprężyny; będzie dążyć do zmniejszenia pola powierzchni przekroju przepływowego. W zaworach z grzybkiem o ujemnym kącie rozwarcia zwrot siły hydrodynamicznej jest przeciwny do zwrotu siły sprężyny. W obszarze $x > x_1$ zależność siły hydrodynamicznej od otwarcia x można uznać za liniową. Minimalna wartość x_1, powyżej której jest to możliwe, zależy od kąta rozwarcia grzybka oraz długości tworzącej l gniazda stożkowego. Jest ona tym większa, im większy jest kąt rozwarcia oraz im większa jest długość l. Z badań eksperymentalnych wynika, że $x_1 \leqslant 0{,}1 \div 0{,}3$ mm.

Siła tarcia lepkiego w szczelinie jest znacznie mniejsza od sił pozostałych i można jej w równaniu równowagi grzybka nie uwzględniać. Równanie to, dla stanu ustalonego pracy zaworu, otrzymuje zatem postać

$$P + P_{sz} \sin\alpha - P_s \mp P_d = 0 \tag{I-465}$$

Znak minus siły hydrodynamicznej należy przyjmować dla grzybka o dodatnim, natomiast plus dla grzybka o ujemnym kącie rozwarcia. Z równania (I-465), zilustrowanego wykresami na rys. I-237, wynika, że dla $x > x_1$ zależność siły $P = f(x)$ — a tym samym także i ciśnienia pod grzybkiem $p_1 = f(x)$ — jest liniowa, ponieważ również siła od ciśnienia w szczelinie P_{sz} zmienia się w tym obszarze wg prostej. Charakterystyka ta określa również charakterystykę przepływową zaworu — rozumianą jako zależność $p = f(Q)$ — ponieważ dla $x > x_1$ zależność $Q = f(x)$ jest liniowa. Przy bardzo małych otwarciach, dla $x < x_1$, charakterystyki te wykazują załamanie, wynikające z przebiegu zależności siły $P_{sz} = f(x)$, wywołanej rozkładem ciśnienia w szczelinie.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Ciśnienie p_1 w układzie, ustalone za pomocą zaworu maksymalnego, będzie zależało zatem od otwarcia x — czyli od natężenia przepływu przez zawór. Zawór będzie tym lepszy, im mniejsza będzie różnica między ciśnieniem p_1, przy którym zawór aktualnie pracuje, a ciśnieniem otwarcia p_0. Oceny i porównania zaworów różnych konstrukcji można dokonywać, posługując się tzw. *współczynnikiem nierównomierności ciśnienia*, definiowanym jako

$$\delta = \frac{p_{1\,max} - p_0}{p_0} \tag{I-466}$$

gdzie $p_{1\,max}$ jest ciśnieniem występującym przy maksymalnym otwarciu zaworu, a więc przy największym natężeniu przepływu, na które zawór jest przewidziany.

Wartość tego wspłczynnika dla zaworów maksymalnych, pracujących jako zawory bezpieczeństwa, nie powinna być większa niż 0,2. W przypadku zaworów przelewowych, mających za zadanie utrzymać wymaganą wartość ciśnienia w układzie, współczynnik ten powinien być znacznie mniejszy. Z porównania wykresów na rys. I-237 wynika, że grzybki o ujemnym kącie rozwarcia mają bardziej płaską charakterystykę statyczną, a więc pozwalają osiągnąć mniejsze wartości współczynnika nierównomierności ciśnienia. Wynika to stąd, że siła hydrodynamiczna kompensuje oddziaływanie sprężyny.

Stan nieustalony zaworu maksymalnego obejmuje okres od chwili wystąpienia nagłego wzrostu ciśnienia pod grzybkiem do chwili ustalenia się wartości otwarcia x, niezbędnej do zapewnienia warunków stacjonarnego przepływu o wymaganym natężeniu Q_z. Okres ten cechuje się występowaniem drgań tłumionych grzybka wokół położenia otwarcia x, odpowiadającego przepływowi ustalonemu. Rozpatrując stan, w którym grzybek uniesiony jest na większą wysokość, można wykluczyć uderzenie grzybka o gniazdo i związane z tym zakłócenia jego ruchu drgającego. Stan ten opisują równanie równowagi sił oraz równanie bilansu natężeń przepływu.

Równanie równowagi sił działających na grzybek ma postać

$$m\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}t^2} + k_\mu \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} + k_z x = p_1 f_1 \tag{I-467}$$

Pierwszy składnik równania wyraża siłę bezwładności układu grzybek-sprężyna o zredukowanej masie m. Masę tę przyjmuje się zwykle równą sumie masy grzybka i 1/3 masy sprężyny. Drugi składnik ujmuje siłę tarcia lepkiego grzybka, proporcjonalną do prędkości ruchu. Współczynnik k_μ ma wymiar Ns/m. Współczynnik k_z oznacza sztywność zastępczą wszystkich omówionych uprzednio sił oddziałujących na grzybek. Wartość tego współczynnika można wyznaczyć, korzystając z charakterystyki statycznej zaworu w obszarze jej liniowości, a więc dla $x > x_1$. Wykorzystując równanie (I-465) i jego ilustrację graficzną (rys. I-237), można zatem napisać

$$P = f_1(p_1 - p_0) = k_z x \tag{I-468}$$

przy czym

$$k_z = k_{sz} + k_s \pm k_d \tag{I-469}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

gdzie: k_{sz} — sztywność oddziaływania rozkładu ciśnień w szczelinie, k_s — sztywność sprężyny zaworowej, k_d — sztywność oddziaływania hydrodynamicznego, przyjmowana ze znakiem plus dla grzybków o dodatnim i minus o ujemnym kącie rozwarcia.

Prawa strona równania (I-467) określa siłę ciśnienia p_1 działającego na powierzchnię czynną grzybka f_1 (p. rys. I-237).

Równanie bilansu natężeń przepływu przez zawór ma postać

$$Q_1 - Q_z = f_1 \frac{dx}{dt} + \frac{V}{E_c} \frac{dp_1}{dt} \tag{I-470}$$

gdzie: Q_1 — natężenie przepływu strumienia doprowadzanego do zaworu, Q_z — natężenie strumienia przepływającego przez zawór, $f_1 \frac{dx}{dt}$ — natężenie przepływu wywołane przemieszczeniem się grzybka, $\frac{V}{E_c} \frac{dp_1}{dt}$ — natężenie przepływu związane ze ściśliwością czynnika roboczego o module sprężystości objętościowej E_c i objętości V, zawartej w linii między źródłem a zaworem.

Rozwiązanie układu równań (I-467) i (I-470) pozwala wyznaczyć zależność $p_1 = f(t)$ w stanie nieustalonym zaworu. Najczęściej występujący przebieg tej zależności przy współczynniku tłumienia $n = k_\mu/m < 1$ jest przedstawiony na rys. I-238. Jest to funkcja okresowa i stanowi podstawę do oceny własności dynamicznych zaworu. Wielkościami kryterialnymi w tej ocenie są:

— *współczynnik nadwyżki dynamicznej* zwany także *przeregulowaniem*

$$\Psi = \frac{p_{1m} - p_{1u}}{p_{1u}} = \frac{\Delta p_m}{p_{1u}} \tag{I-471}$$

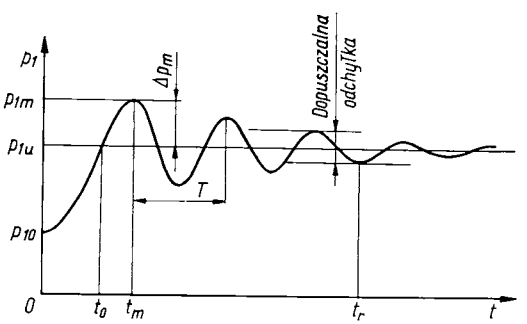
gdzie: p_{1m} — wartość pierwszego maksimum, p_{1u} — ciśnienie pod grzybkiem w stanie ustalonym.

— *czas trwania procesu przejściowego* t_r, czyli czas po upływie którego ciśnienie nie wychodzi poza zakres dopuszczalnej odchyłki, ustalonej najczęściej jako $\pm 0{,}05 p_{1u}$ lub $\pm 0{,}02 p_{1u}$;

— *czas* t_m, w którym osiągnięta zostaje maksymalna wartość ciśnienia p_{1m};

— *czas* t_0, w którym po raz pierwszy ciśnienie p_1 osiągnie wartość p_{1u};

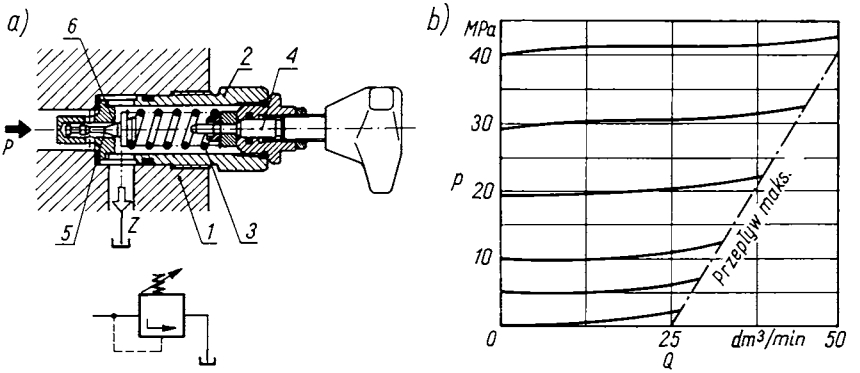
— *okres pulsacji ciśnienia* T.



Rys. I-238
Przebieg ciśnień w stanie nieustalonym zaworu maksymalnego

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Ze względu na to, że w obliczeniach dokonuje się zwykle wielu założeń upraszczających, charakterystyki teoretyczne zaworu mogą bardzo różnić się od charakterystyk rzeczywistych, wyznaczonych eksperymentalnie na przystosowanym do tego celu stanowisku badawczym. Wytwórcy elementów podają w katalogach wyrobów jedynie charakterystyki statyczne. Dane dotyczące własności dynamicznych raczej nie są publikowane.



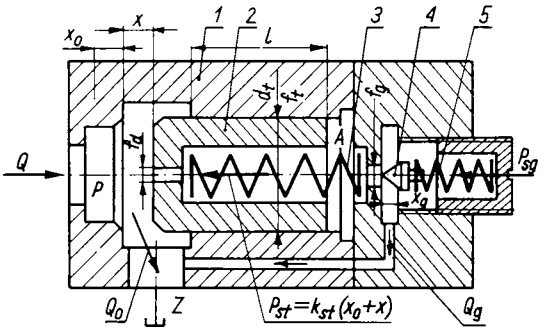
Rys. I-239. Zawór maksymalny bezpośredniego działania o konstrukcji nabojowej typu DBD-6, produkcji Fabryki Elementów Hydrauliki PONAR-WADOWICE S.A., na licencji firmy REXROTH (RFN): a) konstrukcja, b) charakterystyki przepływowe

Na rys. I-239 przedstawiono konstrukcję zaworu bezpośredniego działania o konstrukcji nabojowej, przewidzianej do wbudowania w bloku sterującym *1*. Tuleja *2*, stanowiąca obudowę zaworu, jest wkręcana w blok sterujący. W stanie zamkniętym sprężyna *3* dociska grzybek *5*, do gniazda *6*, stanowiącego całość z tuleją *2*. Siłę docisku grzybka do gniazda, a tym samym ciśnienie otwarcia zaworu, można nastawiać za pomocą pokrętła *4*. Talerzyk stanowiący podparcie sprężyny jest od dołu wgłębiony, w celu wykorzystania siły hydrodynamicznej do kompensacji oddziaływania sprężyny, jak to ma miejsce w grzybkach o ujemnym kącie rozwarcia. Grzybek jest zakończony od dołu tłoczkiem, spełniającym rolę tłumika drgań. Na rysunku podano także symbol graficzny zaworu bezpośredniego działania oraz charakterystyki przepływowe $p = f(Q)$.

6.4.2.2. Zawory pośredniego działania

Zasadę działania zaworu maksymalnego pośredniego, nazywanego także zaworem dwustopniowym, wyjaśniono na rys. I-240. Dopóki ciśnienie w przewodzie dopływowym będzie mniejsze od ciśnienia otwarcia p_0, dopóty zawór będzie zamknięty. Grzybek *4*, znajdujący się pod działaniem sprężyny *5*, dociśnięty jest do gniazda o polu powierzchni f_g. Ciśnienia po obu stronach tłoczka są wyrównywane przez otwór dławiący o polu powierzchni f_d. W tej sytuacji słaba sprężyna *3* utrzymuje tłoczek w skrajnym położeniu, przy którym następuje odcięcie komór *P* i *Z*. Przy wzroście ciśnienia otwarcia zaworu grzybek zostanie uniesiony względem gniazda, otwierając drogę przepływu z komory *A*, a więc również i z komory *P*, do komory zlewowej *Z*. W otworze dławiącym tłoczka nastąpi spadek ciśnienia, w wyniku którego tłoczek dozna przemieszczenia w prawo, otwierając drogę bezpośredniego przepływu z komory *P* do komory *Z*.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-240
Schemat konstrukcyjny zaworu maksymalnego pośredniego działania; *1* — kadłub, *2* — tłoczek, *3*, *5* — sprężyna, *4* — grzybek

Stan równowagi otwartego zaworu w warunkach pracy ustalonej opisują równania

$$p_A f_g = P_{sg} \tag{I-472}$$

$$p_0 f_t = p_A f_t + k_{st}(x_0 + x) \tag{I-473}$$

gdzie: P_{sg} — siła napięcia wstępnego sprężyny zaworu grzybkowego, k_{st} — sztywność, x_0 — ugięcie wstępne sprężyny zaworu tłoczkowego.

Podstawiając p_A z równania (I-472) do równania (I-473) otrzymuje się *ciśnienie otwarcia zaworu*

$$p_0 = \frac{k_{st}(x_0 + x)}{f_t} + \frac{P_{sg}}{f_g} \tag{I-474}$$

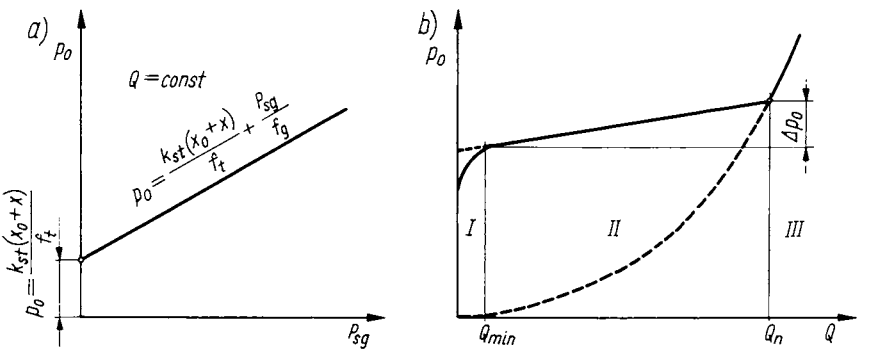
Drugi składnik z prawej strony równania ma wartość znacznie większą od pierwszego, a zatem decyduje o ciśnieniu otwarcie zaworu. Ciśnienie to można nastawiać, dobierając odpowiednio wartość P_{sg}. Interpretację graficzną równania (I-474) przy założeniu $Q = \text{const}$, podaje tzw. *charakterystyka regulacyjna* przedstawiona na rys. I-241a. Jeśli pominąć natężenie przepływu Q_g przez zawór grzybkowy ($Q_g \ll Q_0$), to charakterystykę przepływową zaworu opisuje, zależność

$$p_0 = \xi \frac{\varrho}{2} v^2 = \xi \frac{\varrho}{2} \frac{Q^2}{(\pi d_t x)^2} \tag{I-475}$$

gdzie: ξ — współczynnik oporów przepływu w szczelinie o polu powierzchni $\pi d_t x$, ϱ — gęstość czynnika.

Interpretację graficzną tej zależności podano na wykresie (rys. I-241b). Można w nim wyodrębnić trzy obszary. W obszarze *I*, $Q < Q_{min}$, charakterystyka wykazuje nieszczelności zaworu, wynikające głównie z malejącego w tym okresie docisku organów zamykających zaworu do gniazd. W obszarze *II*, dla natężenia przepływu Q mniejszego od natężenia przepływu nominalnego Q_n, na który zawór jest przewidziany, charakterystyka jest liniowa, ponieważ ze wzrostem natężenia przepływu Q wzrasta również przemieszczenie tłoczka x. Różnica ciśnień Δp_0 decyduje o nierównomierności wg definicji (I-466). W obszarze *III*, dla $Q > Q_n$, tłoczek jest maksymalnie przesunięty w prawo $x = x_{max}$, a ciśnienie p_0 wynika z oporów przepływu przez zawór. Zależność $p_0 = f(Q)$ jest w tym obszarze paraboliczna.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-241. Charakterystyki statyczne zaworu maksymalnego pośredniego działania: a) regulacyjna, b) przepływowa

Natężenie przepływu przez zawór można wyznaczyć z równania (I-475), podstawiając przemieszczenie tłoczka x z równania (I-474)

$$Q \cong Q_0 = C_q \frac{\pi d_t}{k_{st}} \left(p_0 f_t - k_{st} x_0 - P_{sg} \frac{f_s}{f_g} \right) \sqrt{\frac{2p_0}{\varrho}} \tag{I-476}$$

w którym $C_q = \frac{1}{\sqrt{\xi}}$ jest współczynnikiem przepływu przez szczelinę.

Stan nieustalonej pracy zaworu opisują następujące równania:

— r ó w n a n i e r ó w n o w a g i s i ł d z i a ł a j ą c y c h n a g r z y b e k wg równania (I-467) lub w postaci najczęściej w literaturze przedmiotu stosowanej

$$m_g \frac{d^2 x_g}{dt^2} + P_{sg} + P_{dg} = f_g p_A \tag{I-477}$$

w którym: m_g — zredukowana masa tłoczka i sprężyny, P_{dg} — siła hydrodynamiczna, wyznaczana najczęściej ze wzoru

$$P_{dg} = D Q_g \sqrt{p_A}$$

przy czym D jest współczynnikiem, zależnym od geometrii grzybka;

— r ó w n a n i e r ó w n o w a g i s i ł d z i a ł a j ą c y c h n a t ł o c z e k o masie m_t

$$m_t \frac{d^2 x}{dt^2} + P_t + k_{st}(x_0 + x) + P_{dt} = f_t (p_0 - p_A) \tag{I-478}$$

— r ó w n a n i e n a t ę ż e ń p r z e p ł y w u, przyjmując oznaczenia jak w równaniu (I-470)

$$Q - Q_0 = Q_g + f_t \frac{dx}{dt} + \frac{V}{E_c} \frac{dp_0}{dt} \tag{I-479}$$

Siła tarcia tłoczka w kadłubie zaworowym może być wyznaczona z zależności

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

$$P_t = \pi d_t \frac{l}{h} \mu \frac{dx}{dt} \qquad \text{(I-480)}$$

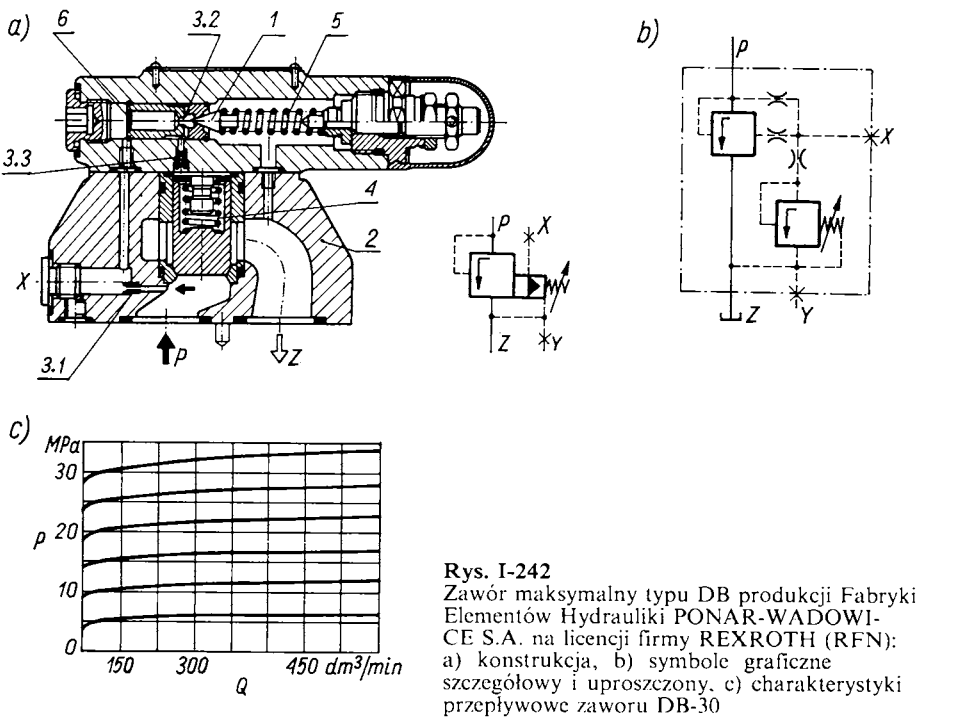
gdzie: h — grubość szczeliny w układzie kadłub-tłoczek, μ — lepkość dynamiczna czynnika roboczego.

Siłę hydrodynamiczną tłoczka można wyznaczyć z zależności (I-432) przyjmując $f_x = \pi d_t x$ oraz $\Delta p = p_0$, a więc

$$P_{dt} = \frac{0{,}72\pi d_t x}{\sqrt{\xi}} p_0 \qquad \text{(I-481)}$$

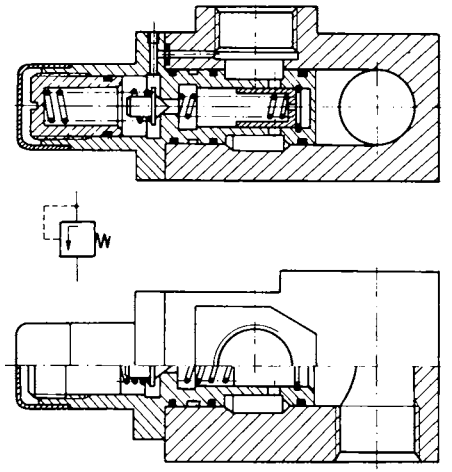
Rozwiązanie układu od równań (I-477) do (I-479) pozwala wyznaczyć przebieg ciśnień zaworu w okresie przejściowym przy skokowej zmianie natężenia przepływu od $Q = 0$ do $Q = Q_n$, na które zawór jest przewidziany. Wykorzystując elektroniczną technikę obliczeniową, można dokonywać *symulacji modelu*, pozwalającej zoptymalizować konstrukcję zaworu w celu uzyskania np.: założonych wartości przeregulowania i czasu trwania procesu przejściowego. Najbardziej dogodne do tego celu są metody symulacji analogowej, ponieważ wyniki są przedstawiane w postaci wykresów funkcji $p_0 = f(Q)$. Dopracowanie zaprojektowanej konstrukcji zaworu polega zwykle na doborze wymiarów dysz, instalowanych nie tylko na drodze przepływu z komory P do komory A, ale również na dopływie do zaworu grzybkowego.

Na rys. I-242a przedstawiono konstrukcję zaworu pośredniego działania typu *DB*, przeznaczonego do zabudowy płytowej. Ciśnienie $p_0 \leqslant 31{,}5$ MPa z komory P jest doprowadzone pod grzybek *1* przez dysze *3.1* i *3.2* i dalej przez



Rys. I-242
Zawór maksymalny typu DB produkcji Fabryki Elementów Hydrauliki PONAR-WADOWICE S.A. na licencji firmy REXROTH (RFN): a) konstrukcja, b) symbole graficzne szczegółowy i uproszczony, c) charakterystyki przepływowe zaworu DB-30

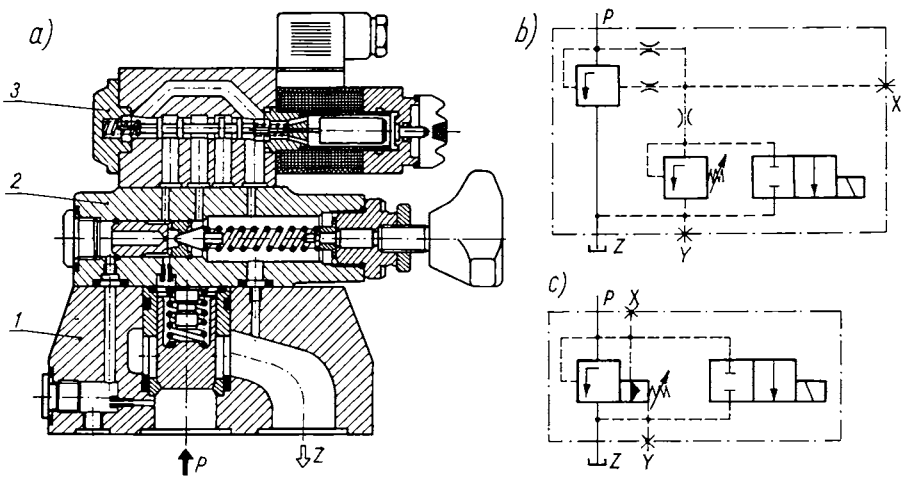
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-243
Konstrukcja zaworu maksymalnego typu ZP2 produkcji krajowej

dysze *3.3* nad tłoczek po stronie obciążonej sprężyną *4*. W celu ochrony dyszy *3.2* przed zanieczyszczeniami zainstalowano na dopływie do niej filtr *6*. Zadaniem głównym dyszy *3.3* jest tłumienie drgań tłoczka. Na rys. I-242b podano symbol szczegółowy zaworu. Odprowadzenie strumienia o natężeniu przepływu Q przechodzącego przez zawór grzybkowy może być wewnętrzne do komory Z, jak pokazano na rysunku, lub zewnętrzne otworem Y. Przy odprowadzeniu wewnętrznym ciśnienie w komorze Z oddziałuje na grzybek. Ciśnienie otwarcia zaworu będzie więc wyższe niż w przypadku odprowadzenia cieczy przewodem Y. Zawór ten może być również przymusowo otwierany sygnałem X, doprowadzonym z zewnątrz. Na rys. I-242c podano charakterystyki przepływowe zaworu o nominalnej średnicy przelotu 30 mm.

Na rys. I-243 przedstawiono konstrukcję zaworu maksymalnego typu ZP2, zaprojektowanego przez Kombinat PZL-HYDRAL, Wrocław. Konstru-

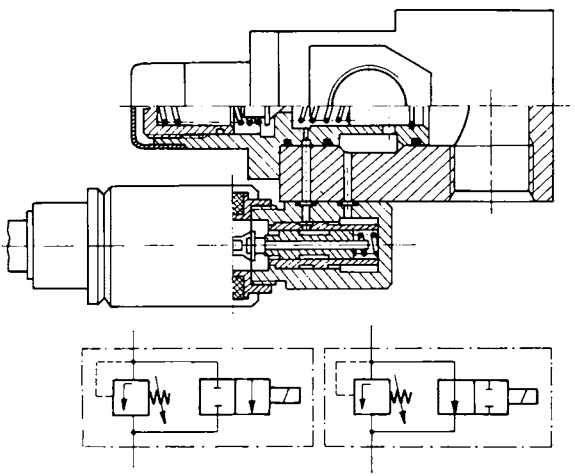


Rys. I-244. Zawór maksymalny z odciążeniem typu DBW, produkcji Fabryki Wtryskarek PONAR-Żywiec, na licencji firmy REXROTH (RFN): a) konstrukcja, b) symbol szczegółowy, c) symbol uproszczony

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

kcja jest przeznaczona do montażu przewodowego. Zakres zmienności ciśnień otwarcia wynosi 2÷16 MPa; przepływ nominalny zaworu 160 dm³/min.

Zawory maksymalne pośredniego działania mogą być uzupełnione dodatkowym rozdzielaczem dwudrogowym, dwupołożeniowym, sterowanym elektromagnetycznie. Uzyskuje się wówczas *zawór przelewowy z odciążeniem*, zwany także *zaworem przelewowym elektromagnetycznym*. Zasadę działania takiego zaworu wyjaśniono na rys. I-244. Włączając elektromagnes rozdzielacza, uzupełniającego konstrukcję zaworu wg rys. I-242, dokonuje się zwarcia ze zlewem komory pod grzybkiem zaworu pierwszego stopnia, a więc przymusowego otwarcia zaworu drugiego stopnia. Kanały *P* i *Z* doznają bezpośredniego połączenia przy niewielkiej różnicy ciśnień, wynoszącej ok. 0,3 MPa. Układ taki stwarza możliwość rozruchu pompy bez obciążenia ciśnieniem, lub prawie całkowite jej odciążenie podczas dłuższych postojów zasilanego przez pompę odbiornika. Na rys. I-244b, c podano symbole graficzne zaworu: szczegółowy (b) i uproszczony (c).



Rys. I-245
Zawór maksymalny z odciążeniem typu ZPE, produkcji krajowej

Na rys. I-245 przedstawiono konstrukcję zaworu z odciążeniem typu ZPE, zaprojektowanego przez Kombinat PZL-HYDRAL, Wrocław. Zawory te produkowane są na przepływy nominalne do 160 dm³/min i ciśnienia nominalne 16 MPa. Zawory mogą być, jak podają symbole graficzne, zmontowane w ten sposób, że rozdzielacze — w stanie bezprądowym — mogą obejście właściwego zaworu maksymalnego zamykać lub otwierać. W pierwszym przypadku układ będzie normalnie obciążony, w drugim — odciążony.

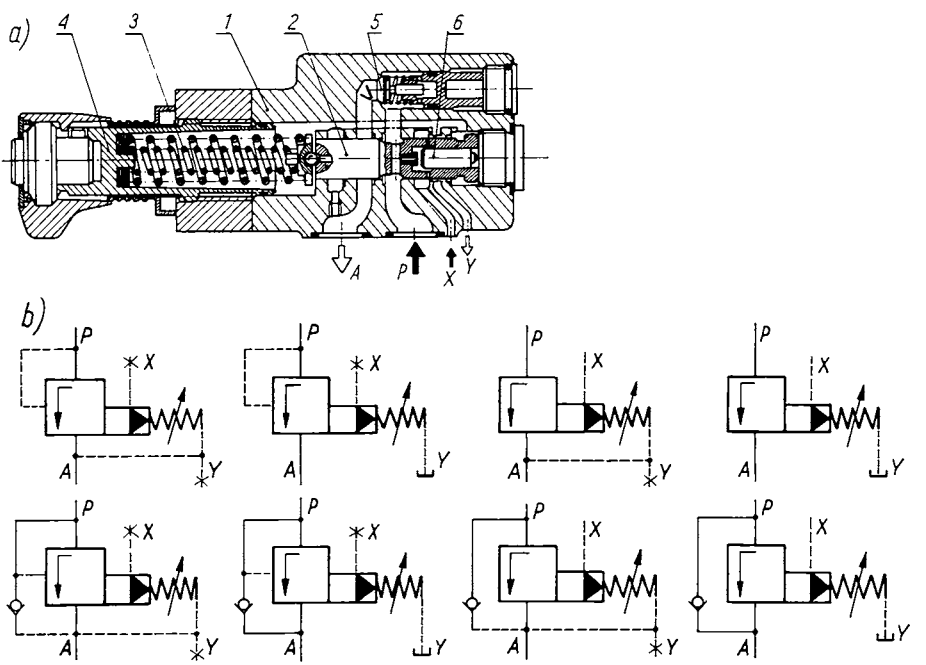
6.4.3. Zawory przełączające

Zawory przełączające, mimo podobieństwa budowy i zasady działania, stanowią odrębną grupę zaworów sterujących ciśnieniem, ze względu na funkcje jakie spełniają w układzie. Przeznaczone są do sekwencyjnego sterowania pracą dwu, a czasem i więcej obwodów układu hydraulicznego jednopompowego. Jeśli zadaniem ich jest zasilanie dalszych obwodów po osiągnięciu określonej wartości

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

ciśnienia w obwodzie głównym, to nazywane są one najczęściej *zaworami przyłączającymi*. Zawory przełączające mogą spełniać także funkcje odwrotną, tzn. łączyć obwód główny ze zbiornikiem po osiągnięciu w obwodzie zasilanym założonej wartości ciśnienia. Zawory takie należałoby nazywać *zaworami odłączającymi*. W polskiej literaturze technicznej stosowana jest często nazwa *zawory automatycznego rozładowania*. Występują one najczęściej w układach wyposażonych w akumulatory.

Zawory przełączające dzieli się także na *zawory bezpośredniego* i *pośredniego działania*. Na rys. I-246 przedstawiono schemat konstrukcji zaworu przyłączającego bezpośredniego działania, produkowanego przez firmę Rexroth. W obudowie znajduje się suwak *2* pod naciskiem sprężyn *3*, których napięcie wstępne można nastawiać za pomocą pokrętła *4*. Z prawej strony oddziałuje na suwak ciśnienie cieczy doprowadzonej, przez odpowiednio zwymiarowaną dyszę do komory wewnątrz suwaka zamkniętej tłoczkiem *6*. Jeśli ciśnienie w komorze *P* wzrośnie ponad nastawioną wartość, to suwak *2* — pokonując opór sprężyny — przemieści się w lewo otwierając drogę przepływu z *P* do *A*. Zasilany z komory *A*, obwód będzie pracował przy tym samym ciśnieniu, jakie panuje w obwodzie głównym *P*. W przypadku małych wartości ciśnienia przyłączania, do 2,5 MPa, zawór nie ma tłoczka *6*; ciśnienie działa na całą powierzchnię czołową suwaka. W miarę wzrostu tego ciśnienia powierzchnię czynną zmniejsza się wprowadzając tłoczek *6*. Przy ciśnieniu 21 MPa, mimo wprowadzenia tłoczka, zawór ma 2 sprężyny, jak widać to na rysunku. Zawór przyłączający może być wyposażony w dodatkowy *zawór zwrotny* umożliwiający przepływ od *A* do *P*, a

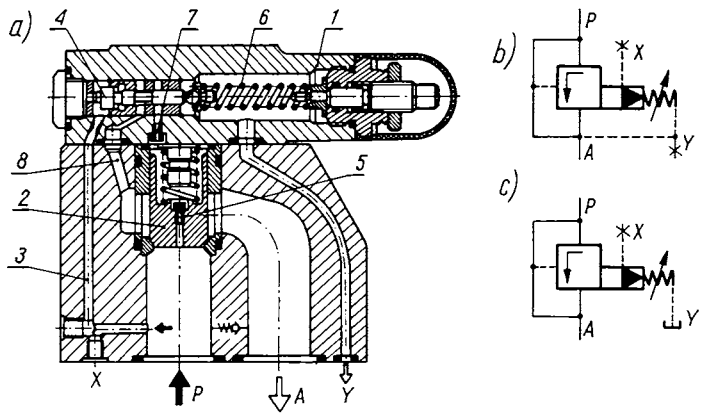


Rys. I-246. Zawór przełączający bezpośredniego działania firmy REXROTH (RFN): a) schemat konstrukcyjny; *1* — kadłub, *2* — suwak sterujący, *3* — sprężyna, *4* — pokrętło, *5* — zawór zwrotny, *6* — tłoczek, b) symbole graficzne możliwych wykonań zaworu

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

więc w kierunku przeciwnym do normalnego. Przyłączanie obwodu *A* można uzyskiwać także sterując suwakiem *2* zewnętrznie, tj. z niezależnego obwodu sterującego *X*. Dysza w tłoczku musi być wówczas zastąpiona zaślepką. Zależnie od zastosowań zaworu, odprowadzenie strumienia sterującego *Y* może być zewnętrzne lub wewnętrzne. Na rysunku podano symbole graficzne wszystkich możliwych rozwiązań zaworu przyłączającego.

Na rys. I-247 wyjaśniono zasadę działania *zaworu przełączającego pośredniego działania*, produkowanego zwykle dla większych natężeń przepływu. Ciśnienie obwodu głównego oddziałuje na tłoczek *2* od dołu oraz od góry, gdzie zostaje doprowadzone przez dyszę *5*. Tłoczek jest dociskany do gniazda siłą wywieraną przez sprężynę działającą również od góry. Suwak *4* zaworu pierwszego stopnia znajduje się także pod działaniem ciśnienia doprowadzonego kanałem *3* z obwodu głównego. Oddziaływanie to równoważy napięcie wstępne

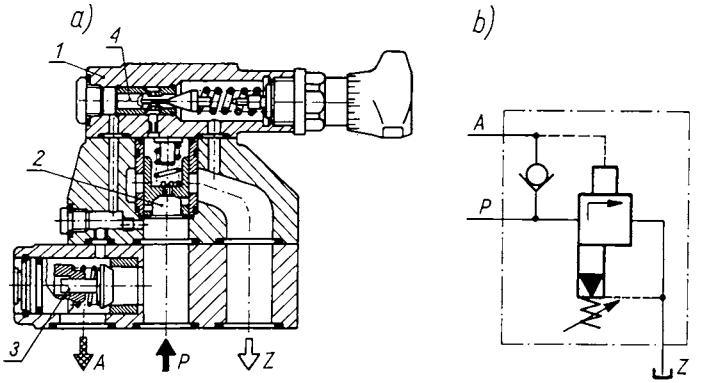


Rys. I-247. Zawór przełączający pośredniego działania firmy REXROTH (RFN): a) schemat konstrukcyjny; *1* — kadłub, *2* — suwak, *3* — kanał sterujący, *4* — suwak pośredni, *5*, *7* — dysza, *6* — sprężyna, *8* — kanał spływowy, b), c) symbole graficzne zaworu podporowego i sekwencyjnego

sprężyny *6*. Ze wzrostem ciśnienia ponad nastawioną wartość, suwak *4* przemieści się w prawo łącząc przestrzeń *P* z przestrzenią *A*. Jeśli zawór będzie stosowany w charakterze zaworu podporowego lub przyłączającego sekwencyjnego, to ciecz z przestrzeni nad tłoczkiem będzie wówczas przepływać przez dyszę *7* i kanał *8* do przestrzeni *A*. Odpowiedni dobór dysz *5* i *7* sprawia, że w przestrzeni nad tłoczkiem ciśnienie będzie mniejsze niż pod tłoczkiem. Tłoczek *2* zostanie więc uniesiony otwierając drogę bezpośredniego przepływu z obwodu *P* do obwodu *A*, przy tym samym ciśnieniu. Jeśli zawór ma pracować w charakterze zaworu podporowego, to zarówno sterowanie, jak i odciążenie obwodu sterującego jest wewnętrzne (otwory *X* i *Y* są zaślepione). W przypadku zastosowania elementu jako zaworu sekwencyjnego, jak przedstawiono to na rysunku, odciążenie komory, w której znajduje się sprężyna *6*, musi być zewnętrzne. Jeśli zawór jest przeznaczony do pracy w charakterze zaworu odciążającego, to zarówno sterowanie (*X*), jak i odciążenie odbywa się z zewnątrz.

Na rys. I-248 przedstawiono *zawór odłączający pośredniego działania*, stosowany najczęściej w układach hydraulicznych z akumulatorem. Zawór

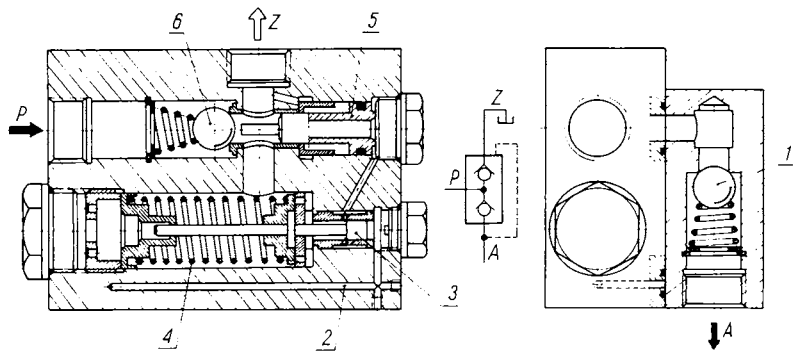
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-248. Zawór odłączający pośredniego działania typ DA, firmy REXROTH (RFN): a) schemat konstrukcyjny; *1* — grzybkowy zawór maksymalny, *2* — zawór suwakowy drugiego stopnia, *3* — zawór zwrotny, *4* — popychacz, b) symbol graficzny

składa się z grzybkowego zaworu maksymalnego *1*, zaworu tłoczkowego drugiego stopnia *2* i zaworu zwrotnego *3*. Zadaniem zaworu jest umożliwienie napełniania akumulatora z wylotu *A* dopóty, dopóki nie zostanie osiągnięte maksymalne ciśnienie, na które jest on przewidziany. Czynnik podawany przez pompę *P* unosi grzybek zaworu zwrotnego i zasila akumulator *A*. Po osiągnięciu ciśnienia nastawionego zaworem grzybkowym pierwszego stopnia odciążony będzie zawór suwakowy *2*, otwierając przepływ z komory *P* do zbiornika *Z*. Pompa pracuje bezciśnieniowo w obiegu zwartym. Stan ten trwa dopóty, dopóki ciśnienie w akumulatorze nie obniży się. Grzybek wraca wówczas do gniazda w swoje położenie wyjściowe przełączające pompę na ładowanie akumulatora.

Na rys. I-249 przedstawiono konstrukcję zaworu odłączającego (automatycznego rozładowania), w której wykorzystano zasadę działania sterowanego zaworu zwrotnego. Ładowanie akumulatora *A* z otworu zasilającego *P* następuje poprzez zawór zwrotny *1*. Ciśnienie z linii *A* doprowadzone jest kanałem *2* na powierzchnię czołową suwaka *3*, będącego pod działaniem sprężyny *4*. Po osiągnięciu maksymalnego ciśnienia ładowania akumulatora suwak *3* otwiera przepływ do kanału doprowadzającego czynnik do komory czołowej suwaka *5*,



Rys. I-249. Zawór odłączający (automatycznego rozładowania) typu Z102F produkcji krajowej: *1, 6* — zawór zwrotny, *2* — kanał sterujący, *3* — suwak, *4* — sprężyna, *5* — suwak sterujący zaworu zwrotnego

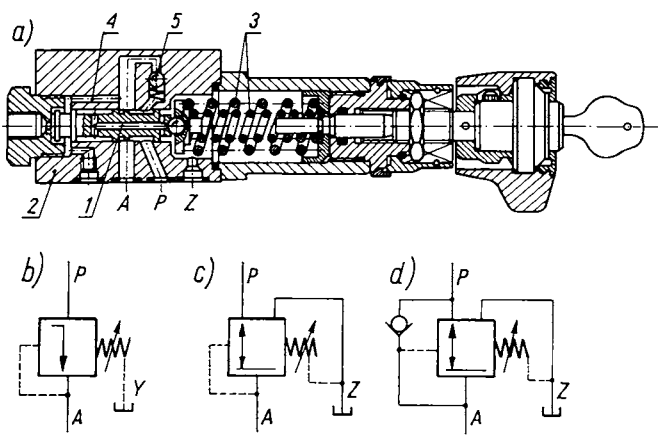
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

który — przemieszczając się w lewo — otwiera zawór zwrotny 6. Otwór *P* zostaje połączony bezpośrednio ze zlewem, wskutek czego nastąpi jego odciążenie. Jeśli ciśnienie w przewodzie *A* opadnie, to sprężyna *4* poprzez suwak *3* odetnie dopływ sygnału do suwaka *5*. Zawór zwrotny *6* zamknie się, a pompa *P* rozpocznie znów cykl ładowania akumulatora. Na rysunku pokazano również uproszczony symbol graficzny zaworu. Zawory te budowane są na ciśnienia robocze do 16 MPa i nominalne natężenia przepływu 25 dm^3/min. Ciśnienia włączania i wyłączania, z dokładnością $\pm$0,3 MPa, mogą być przez producenta dowolnie kształtowane, zależnie od potrzeb.

6.4.4. Zawory redukcyjne

Ideę konstrukcyjną, zasadę działania oraz rolę, jaką spełniają w układzie *zawory redukcyjne*, omówiono w p. 6.4.1. Zawory te, podobnie jak zawory przyłączające, znajdują zastosowanie w układach wieloobwodowych, zasilanych z jednego źródła. Różnią się od nich tym, że redukują ciśnienie panujące w obwodzie głównym do wartości wymaganej w obwodzie pomocniczym. Podobnie jak wszystkie inne zawory ciśnieniowe również i zawory redukcyjne są budowane w dwóch odmianach konstrukcyjnych, a mianowicie jako *zawory bezpośredniego* lub *pośredniego działania*, nazywane także zaworami *jedno-* lub *dwustopniowymi* albo *sterowanymi bezpośrednio* lub *pośrednio*.

Na rys. I-250 przedstawiono schemat konstrukcyjny *zaworu redukcyjnego bezpośredniego działania*. Elementem podstawowym zaworu jest suwak sterujący *1*, pracujący w obudowie *2*, utrzymywany w położeniu wyjściowym przez sprężyny *3*. W odróżnieniu od innych typów zaworów ciśnieniowych, suwak w położeniu wyjściowym łączy obwód główny *P*, w którym panuje ciśnienie p_1, z obwodem *A* pracującym przy niższym, zredukowanym ciśnieniu p_2. Ciśnienie w obwodzie *A*, doprowadzane kanałem *4*, działa na powierzchnię czołową suwaka *1*. Jeśli ciśnienie w obwodzie pomocniczym osiągnie wartość nastawioną za pomocą sprężyn *3*, to tłoczek zacznie przemieszczać się w prawo, zmniejszając odpowiednio pole powierzchni przepływowej z komory *P* do *A*. Zawór przepuszczać będzie zatem strumień o takim natężeniu, które może przyjąć



Rys. I-250
Zawór redukcyjny bezpośredniego działania typu DR6D, firmy REXROTH (RFN):
a) konstrukcja; *1* — suwak sterujący, *2* — obudowa, *3* — sprężyna, *4* — kanał, *5* — zawór zwrotny, b), c), d) symbole graficzne zaworu: dwudrogowego, trójdrogowego prostego i z wbudowanym zaworem zwrotnym

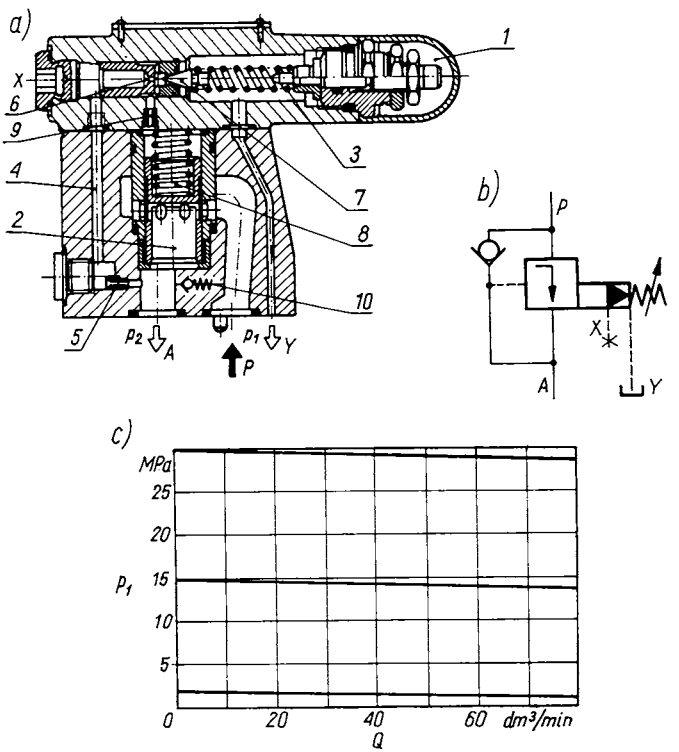
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

odbiornik zasilany z otworu A, nie dopuszczając do wzrostu ciśnienia ponad nastawioną wartość ($p_2 = \text{const}$). W przypadku gdy odbiornik zostanie unieruchomiony, suwak odetnie całkowicie dopływ czynnika. Symbol graficzny takiego zaworu, który będzie wówczas *zaworem dwudrogowym*, podany jest na rys. I-250b.

W przypadku *zaworu redukcyjnego trójdrogowego*, jak na rys. I-250a, uzyskuje się dodatkowo zabezpieczenie obwodu pomocniczego przed przeciążeniami. Jeśli bowiem ciśnienie w obwodzie A wzrośnie, np. w wyniku oddziaływań zewnętrznych na odbiornik, to suwak *1* jeszcze dalej przemieści się w prawo, łącząc komorę A z komorą zlewową Z, poprzez drążenie w jego osi. Symbol graficzny takiego zaworu przedstawia rys. I-250c. W celu umożliwienia przepływu w kierunku przeciwnym do normalnego, zawór redukcyjny może być wyposażony dodatkowo w zawór zwrotny *5*. Symbol graficzny takiej konstrukcji przedstawiono na rys. I-250d.

Zawory redukcyjne bezpośredniego działania produkuje się na średnice nominalne przepływu nie większe od 10 mm. Nominalne ciśnienia dolotowe dochodzą do 35 MPa. Ciśnienia zredukowane mogą być dowolne; są one zależne od wymiarów sprężyn i ich napięcia wstępnego, ustalonego za pomocą śruby nastawczej. Dla większych nominalnych średnic przelotu stosuje się *zawory pośredniego działania.*

Na rys. I-251a przedstawiono konstrukcję zaworu redukcyjnego pośredniego działania. Pierwszy stopień zaworu stanowi typowy zawór maksymalny grzybkowy bezpośredniego działania. Zawór główny jest zaworem suwakowym.



Rys. I-251
Zawór redukcyjny pośredniego działania typu DR10, produkcji Fabryki Elementów Hydrauliki PONAR-WADOWICE S.A., na licencji firmy REXROTH (RFN):
a) konstrukcja; *1* — zawór maksymalny, *2* — suwak główny, *3* — sprężyna, *4* — kanał, *5*, *6*, *9* — dysza, *7* — grzybek, *8* — sprężyna, *10* — zawór zwrotny,
b) symbol graficzny,
c) charakterystyka przepływowa $p_1 = f(Q)$ dla $p_1 - p_2 = 2$ MPa

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Suwak tłoczkowy *2*, będący pod działaniem sprężyny *8*, zajmuje skrajne dolne położenie, zapewniające — poprzez otwory na obwodzie — nieskrępowany przepływ z komory *P* do komory *A*. Wartość ciśnienia zredukowanego p_2, nastawia się za pomocą sprężyny *3*, dociskającej grzybek *7* do gniazda. Ciśnienie w obwodzie *A* działa od dołu na suwak tłoczkowy, a także na grzybek *7*, dokąd jest doprowadzony czynnik kanałem *4* poprzez dysze *5* i *6*. Z komory pod grzybkiem czynnik pod ciśnieniem przedostaje się do góry komory suwakowej, w której znajduje się sprężyna *8*. Jak długo ciśnienie to będzie mniejsze od ciśnienia zadanego nastawą napięcia sprężyny *3*, tak długo odciążony suwak *2*, pod naciskiem sprężyny, będzie zapewniał całkowite otwarcie zaworu.

Jeśli ciśnienie w komorze *A* osiągnie nastawioną wartość, to grzybek zaworu maksymalnego uniesie się otwierając drogę przepływu do kanału spływowego *Y*. Powstała przy tym różnica ciśnień działających na suwak, po obu jego stronach, spowoduje uniesienie się suwaka, a przez to zmniejszenie pola powierzchni przekroju przepływowego z kanału *P* do *A*. Na drodze tej płynąć będzie zatem tylko tyle cieczy, ile potrzeba do utrzymania stałej wartości ciśnienia p_2 w obwodzie zasilanym z otworu *A*.

W przypadku gdy odbiornik zasilany z obwodu pomocniczego nie pracuje, suwak *2* zamyka dopływ czynnika z obwodu głównego *P*. W czasie pracy zaworu pewna część czynnika ($0{,}2 \div 1$ dm^3/min) musi stale przepływać przez zawór maksymalny i dalej kanałem *Y* do zbiornika. W celu umożliwienia nieskrępowanego przepływu w kierunku przeciwnym, można zawór redukcyjny wyposażyć dodatkowo w zawór zwrotny *10*. Zawory redukcyjne mogą być także sterowane sygnałem *X* pochodzącym z zewnątrz. Na rys. I-251b podano symbol graficzny zaworu redukcyjnego, a na rys. I-251c — charakterystykę przepływową $p_1 = \mathrm{f}(Q)$.

Na rys. I-252 przedstawiono schemat konstrukcji oraz obciążenia elementów zaworu redukcyjnego pośredniego działania. Stan równowagi zaworu w warunkach pracy ustalonej opisują równania

$$p_s f_g = P_{sg} \tag{I-482}$$

$$p_s f_t = p_s f_t + k_{st}(x_0 + x) \tag{I-483}$$

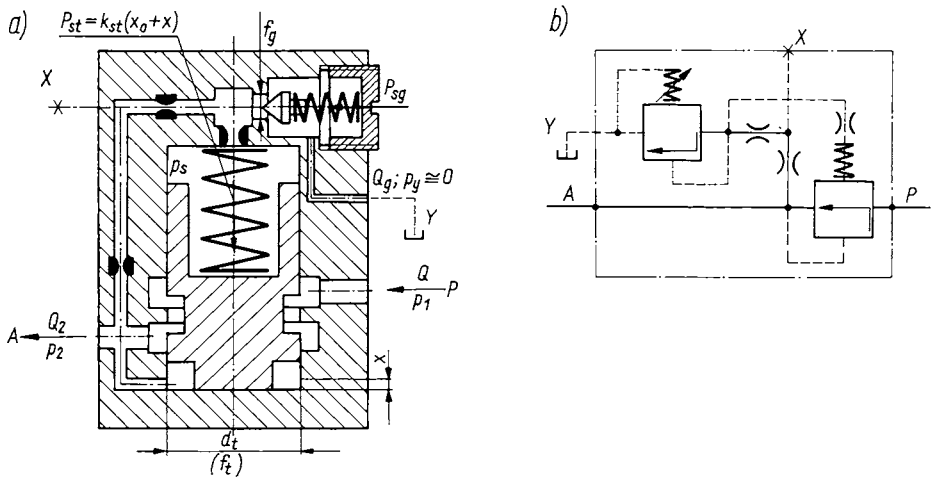
gdzie: P_{sg} — siła napięcia wstępnego sprężyny zaworu grzybkowego, k_{st} — sztywność, x_0 — ugięcie wstępne sprężyny zaworu tłoczkowego. Pozostałe oznaczenia naniesiono na rysunku.

Podstawiając p_s z równania (I-482) do (I-483), otrzymuje się ciśnienie w otworze wylotowym *A*

$$p_2 = \frac{k_{st}(x_0 + x_1)}{\mathrm{f}_t} + \frac{P_{sg}}{\mathrm{f}_g} \tag{I-484}$$

Wzór (I-484) ma postać analogiczną do wzoru (I-474). Na wartość ciśnienia zredukowanego wpływa w decydującym stopniu drugi składnik sumy, ponieważ ma on znacznie większą wartość niż pierwszy. Nastawę ciśnienia zredukowanego uzyskuje się przez zmianę nacisku P_{sg} sprężyny na grzybek zaworu maksymalnego. Charakterystyka regulacyjna $p_2 = \mathrm{f}(P_{sg})$ jest identyczna z podaną na rys. I-241b, dla zaworu maksymalnego pośredniego działania.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-252. Schemat konstrukcyjny zaworu redukcyjnego pośredniego działania: a) schemat obciążeń, b) szczegółowy symbol graficzny

Wychodząc ze wzoru na spadek ciśnienia w szczelinie, można napisać

$$p_2 = p_1 - \xi \frac{\varrho}{2} \frac{Q^2}{(\pi d_t x)^2} \tag{I-485}$$

Stąd wynika, że charakterystyki przepływowe zaworu $p_1 = f(Q)$ będą opadać w miarę wzrostu natężenia przepływu przez zawór. Będą miały zatem odmienny przebieg, jak widać to z rys. I-251c, niż dla zaworów maksymalnych (rys. I-242c).

Natężenie przepływu Q przez zawór można wyznaczyć z równania (I-485) podstawiając przemieszczenie tłoczka z równania (I-484)

$$Q = C_q \frac{\pi d_t}{k_{st}} \left(p_2 f_t - k_{st} x_0 - P_{sg} \frac{f_t}{f_g} \right) \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\varrho}} \tag{I-486}$$

przy czym $Q = Q_2 + Q_g$. Ponieważ Q_g jest bardzo małe w porównaniu z Q_2, wzór (I-486) opisuje z dużym przybliżeniem natężenie przepływu w obwodzie pomocniczym, zasilanym z otworu A ($Q \approx Q_2$).

Stan nieustalony zaworu opisują równania podobne do tych jakie zestawiono dla zaworu maksymalnego w p. 6.4.2.2.

6.5. Zawory sterujące natężeniem przepływu

Zadaniem tej grupy zaworów jest wpływanie na wartość natężenia przepływu czynnika dostarczanego przez generator odbiornikowi dowolnego typu. Oddziaływanie to może mieć na celu s t e r o w a n i e prędkością silnika lub u s t a l e n i e jej na zadanym poziomie. Pierwszy cel można osiągnąć za pomocą zaworów dławiących, umożliwiających zmianę prędkości roboczej silnika zasilanego przez pompę o stałej wydajności. W drugim przypadku stosowane będą regulatory przepływu, pozwalające stabilizować prędkość silnika, niezależnie od zakłóceń,

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

w postaci zmian obciążenia silnika lub wydajności pompy, wywołanych np. zmianą prędkości obrotowej silnika napędowego.

Do grupy zaworów sterujących natężeniem przepływu zalicza się także (p. rys. I-188) tzw. *synchronizatory*. Zadaniem ich jest podział strumienia zasilającego, w określonym stosunku, na dwa strumienie zasilające dwa równocześnie pracujące odbiorniki. Jeśli stosunek natężeń obu strumieni będzie równy 1, silniki będą mogły pracować z jednakową prędkością niezależnie od ich obciążeń.

Zawory sterujące natężeniem przepływu budowane są jako *nienastawne* lub nastawne. W *zaworach nienastawnych* pole powierzchni dławiącego przekroju przepływowego jest stałe, a w *zaworach nastawnych* może być zmieniane. Nie uwzględniając zakłóceń, wynikających np. ze zmiany temperatury czynnika, można przyjąć, że natężenie przepływu w zaworach nienastawnych będzie stałe, zaś w zaworach nastawnych zmienne i zależne od stopnia nastawy. Konstrukcje tych zaworów mogą być uzupełnione równolegle usytuowanymi zaworami zwrotnymi, umożliwiającymi nieskrępowany przepływ w kierunku przeciwnym do normalnego.

6.5.1. Zawory dławiące

Zawory dławiące pracują przy wykorzystaniu zjawisk towarzyszących przepływom przez różnego kształtu szczeliny dławiące zanurzone. Wymiary określające geometrię szczeliny mogą mieć różne proporcje. Skrajne przypadki szczelin dławiących stanowią: długi otwór o małej średnicy (kapilara) oraz kryza ostrokrawędziowa (rys. I-253). Przepływ przez kapilarę jest uwarstwiony (laminarny), natomiast przez kryzę burzliwy (turbulentny). Przepływ laminarny jest opisany wzorem Hagena-Poiseuille'a, a więc

$$Q = k_1 f_d \Delta p \tag{I-487}$$

przy czym

$$k_1 = \frac{d^2}{32\mu l} \tag{I-488}$$

gdzie: k_1 – współczynnik proporcjonalności, którego wartość — przy ustalonych wymiarach kapilary — zależy tylko od lepkości cieczy, f_d — pole powierzchni otworu.

W przypadku kryzy, otrzymuje się

$$Q = k f_d \sqrt{\Delta p} \tag{I-489}$$

przy czym

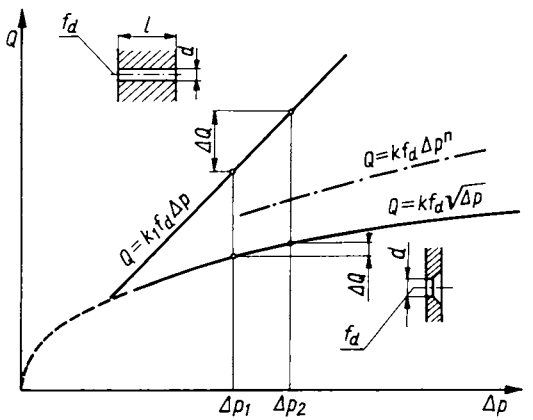
$$k = \sqrt{\frac{2}{\zeta \varrho}} = C_d \sqrt{\frac{2}{\varrho}} \tag{I-490}$$

Równanie (I-487) i (I-489) można zapisać w postaci ogólnej, opisującej przepływ przez szczelinę dławiącą dowolnego typu

$$Q = k f_d \Delta p^n \tag{I-491}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

W przypadku szczeliny kapilarnej $k = k_1$, a wykładnik potęgowy $n = 1$. Zależność $Q = f(\Delta p)$ przyjmuje postać określoną wzorem (I-487). Jej obrazem graficznym jest prosta, o współczynniku kierunkowym $k_1 f_d$, wychodząca z początku układu współrzędnych (rys. I-253). Dla szczelin, które mogą być utożsamione z kryzą, współczynnik k w równaniu (I-491) przyjmuje wartość wg wzoru (I-490), a wykładnik potęgowy $n = 1/2$. Charakterystyka tego typu szczelin jest parabolą o wierzchołku leżącym w początku układu współrzędnych. Z porównania obu charakterystyk wynika, że charakterystyka kryzy w porównaniu z charakterystyką kapilary odznacza się mniejszą zmiennością natężenia przepływu przy zmianie Δp, a więc jest bardziej sztywna.

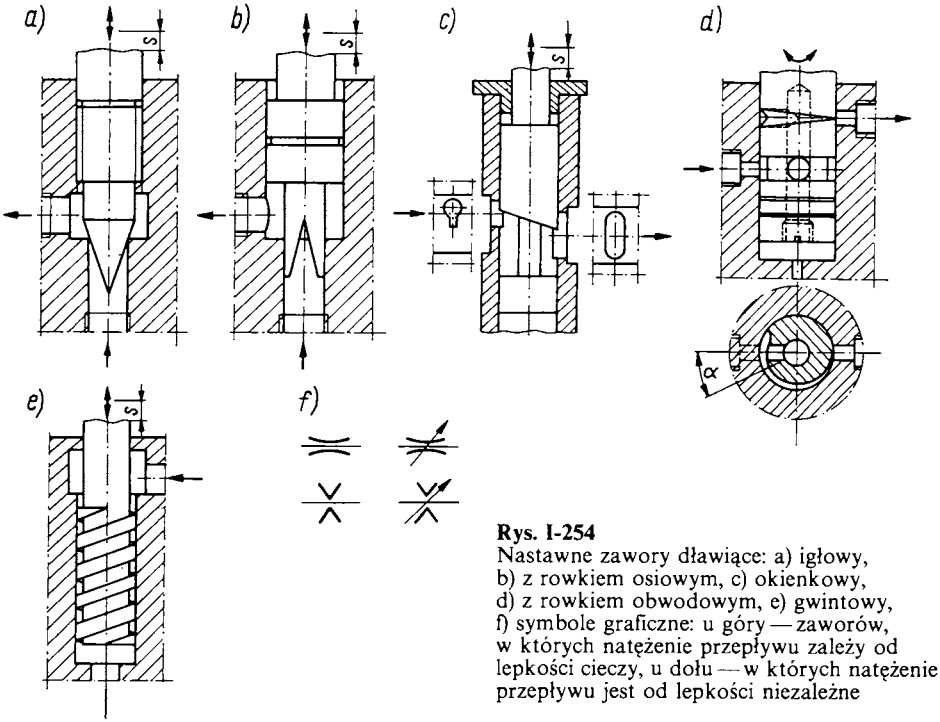


Rys. I-253
Charakterystyki przepływowe kapilary i kryzy

Charakterystyki przepływowe rzeczywistych szczelin występujących w zaworach dławiących różnią się od charakterystyk dla kryzy ostrokrawędziowej. Różnice te można ujmować przyjmując wykładnik potęgowy $1 > n > 1/2$. Widać więc, że charakterystyka o takim wykładniku będzie leżała między charakterystykami kapilary i kryzy.

Na rys. I-254 podano kilka, najczęściej spotykanych w praktyce przykładów konstrukcji *nastawnych zaworów dławiących*. W rozwiązaniach wg rys. I-254a, b, c, d sterowanie natężeniem przepływu odbywa się przez zmianę pola powierzchni przepływowej f_d, odsłanianej przez trzpień ruchomy względem obudowy. W konstrukcji wg rys. I-254d trzpień wykonuje, w czasie nastawy zaworu, ruch obrotowy o określony kąt α. W pozostałych rozwiązaniach trzpień przemieszcza się osiowo o wymaganą wartość s. Gwintowy zawór dławiący przedstawiony na rys. I-254e, w odróżnieniu od wszystkich pozostałych typów, ma stałą wartość pola przekroju poprzecznego szczeliny. Sterowanie natężeniem przepływu odbywa się przez zmianę długości szczeliny utworzonej przez spiralny rowek, znajdujący się między zwojami gwintu, zamknięty szczelnie dopasowaną tuleją. Przepływ w szczelinie jest laminarny. Zawory wg rys. I-254b, d, mające z reguły konstrukcję suwakową, nadają się do sterowania wydajnością o mniejszych natężeniach przepływu. Do większych natężeń przepływu nadaje się konstrukcja wg rys. I-254c. W budowie regulatorów przepływu, najczęściej o konstrukcji suwakowej, szczeliny dławiące mają kształty podobne do tych, jakie stosuje się w budowie rozdzielaczy (rys. I-193).

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



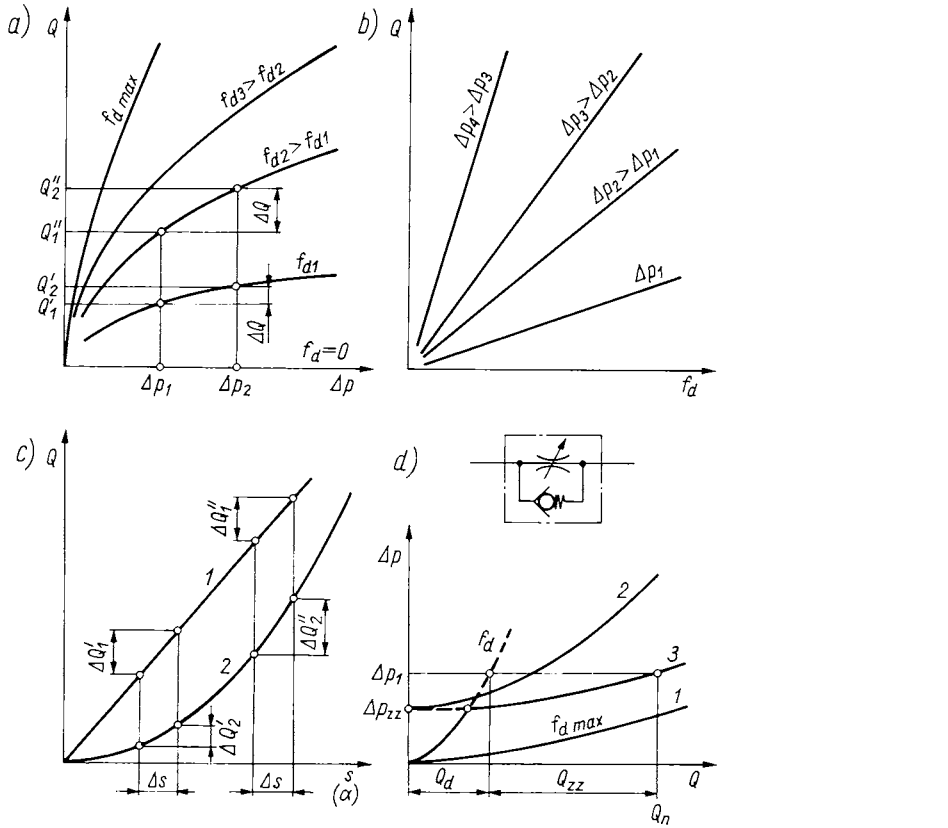
Rys. I-254
Nastawne zawory dławiące: a) igłowy, b) z rowkiem osiowym, c) okienkowy, d) z rowkiem obwodowym, e) gwintowy, f) symbole graficzne: u góry — zaworów, w których natężenie przepływu zależy od lepkości cieczy, u dołu — w których natężenie przepływu jest od lepkości niezależne

Na rys. I-255 zestawiono charakterystyki nastawnych zaworów dławiących najczęściej stosowanych. Na rys. I-255a przedstawiono charakterystyki przepływowe, określające zależność $Q = f(\Delta p)$, dla różnych nastaw pola powierzchni przekroju przepływowego szczeliny dławiącej f_d, jako parametru. Jeśli zawór jest całkowicie zamknięty, to charakterystyka pokrywa się z osią odciętych. Dla maksymalnego otwarcia ($f_{d\,max}$) charakterystyka określa opory przepływu zaworu, uważanego za przeszkodę miejscową. W polu między tymi charakterystykami występuje cała rodzina krzywych, z których każda odnosi się do określonego otwarcia. Charakterystyki te pozwalają wyznaczyć zmianę natężenia przepływu ΔQ, jeśli w wyniku zmian obciążenia zasilanego odbiornika zmieni się spadek ciśnienia Δp na zaworze dławiącym.

Na rys. I-255b, c przedstawiono charakterystyki regulacyjne opisujące zależność natężenia przepływu Q od stopnia otwarcia zaworu, określonego polem powierzchni przekroju przepływowego f_d (rys. I-255b) lub przemieszczeniem s, względnie kątem obrotu α organu nastawczego (rys. I-255c). Charakterystyki $Q = f(f_d)$, jak wynika ze wzoru (I-491), są pękiem prostych wychodzących z początku układu współrzędnych. Współczynnikiem kierunkowym prostych jest aktualna wartość spadku ciśnienia Δp na zaworze. Charakterystyki wg rys. I-255c są wygodniejsze w użyciu, ponieważ przemieszczenie lub obrót organu nastawczego można łatwo wyskalować. Poza tym ustalenie związku między przemieszczeniem s lub kątem obrotu α a polem powierzchni f_d odsłanianej szczeliny, dowolnie przyjętego kształtu geometrycznego, nie sprawia trudności. Jeśli między przemieszczeniem a polem powierzchni otworu dławiącego zachodzi zależność liniowa, to charakterystyka

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

$Q = f(s)$ lub $Q = f(\alpha)$ będzie również liniowa (rys. I-255c). Zaletą takiego kształtu charakterystyki regulacyjnej jest stała wartość przyrostu natężenia przepływu ($\Delta Q'_1 = \Delta Q''_1$), przy tej samej wartości przemieszczenia Δs, w całym obszarze nastawy zaworu, zarówno przy małych, jak i dużych jego otwarciach. W przypadku, gdy zależność przemieszczenia s od pola powierzchni f_d jest potęgowa, charakterystyka $Q = f(s)$ będzie progresywna (krzywa *2*). Zawory o takiej charakterystyce regulacyjnej mają zmienną czułość w całym obszarze nastaw, od $s = 0$ do $s = s_{max}$.



Rys. I-255. Charakterystyki zaworów dławiących: a) przepływowe, b), c) regulacyjne, d) oporów przepływu; *1* — dla szczeliny całkowicie otwartej, *2* — całkowiecie zamkniętej, *3* — przez oba elementy przy nastawie f_d

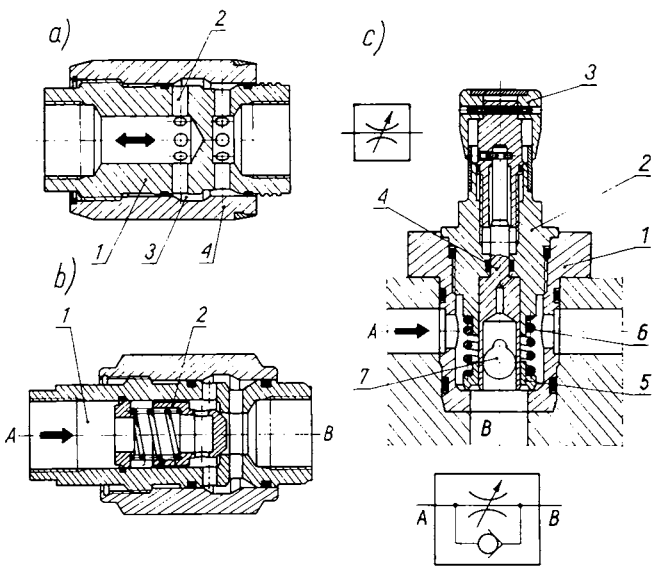
W układach napędowych z dławieniową regulacją prędkości roboczych często właśnie chodzi o to, aby przy małych natężeniach przepływu uzyskiwać małe, a przy dużych — większe zmiany ΔQ na jednostkę przemieszczenia organu sterującego. Charakterystyka progresywna takie wymagania spełnia. Szczególnym przypadkiem progresywnej charakterystyki regulacyjnej jest charakterystyka zapewniająca stałą wartość przyrostu względnego natężenia przepływu ($\Delta Q/Q = \text{const}$) na jednostkę przemieszczenia Δs, w całym zakresie nastawy zaworu.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

W odniesieniu do zaworów dławiących podaje się również zależność oporów przepływu Δp zaworu całkowicie otwartego od natężenia przepływu Q. Przykład takiej charakterystyki przedstawia krzywa *1* na rys. I-255d.

Zawory dławiące są często uzupełnione zaworami zwrotnymi, umożliwiającymi przepływ czynnika w kierunku przeciwnym do normalnego przy zasadniczo zmniejszonych oporach przepływu. Zawory takie, o symbolu jak na rys. I-255d, nazywane są *zaworami jednostronnie dławiącymi* lub *dławiąco-zwrotnymi*. Kształt ich charakterystyki przy przepływie przez zawór zwrotny zależy od tego czy zawór dławiący jest otwarty, czy zamknięty. Przy zamkniętym zaworze dławiącym charakterystyka będzie wychodzić z punktu określającego ciśnienie otwarcia Δp_{zz} zaworu zwrotnego (krzywa *2* na rys. I-255d). Jeśli zawór dławiący będzie miał nastawę f_d, to jego charakterystykę przedstawia krzywa *3*. Przy małych natężeniach przepływu czynnik będzie przepływał tylko przez otwór dławiący wg charakterystyki przepływowej odpowiadającej otwarciu f_d. Po osiągnięciu ciśnienia Δp_{zz} otworzy się zawór zwrotny, a więc przepływ będzie następował przez oba równolegle połączone elementy. Strumień o natężeniu nominalnym Q_n dozna podziału na strumienie: Q_d — przechodzący przez szczelinę dławiącą i Q_{zz} – przechodzący przez zawór zwrotny.

Na rys. I-256 przedstawiono przykłady *zaworów dławiących ogólnego zastosowania*, w których natężenie przepływu zależy od lepkości czynnika roboczego. Informują o tym symbole graficzne podane również na rysunku. Na rys. I-256a przedstawiono *nastawny zawór dławiący dwukierunkowy* do montażu przewodowego. Doprowadzony do zaworu czynnik roboczy przedostaje się promieniowymi otworami *2*, wykonanymi w korpusie *1*, do szczeliny dławiącej *3* o nastawnym polu powierzchni przekroju przepływowego, a stamtąd otworami promieniowymi do przeciwległego otworu wyjściowego. Bezstopniową zmianę pola przekroju przepływowego szczeliny dławiącej uzyskuje się obracając tuleję gwintowaną i przesuwając ją w kierunku osiowym.

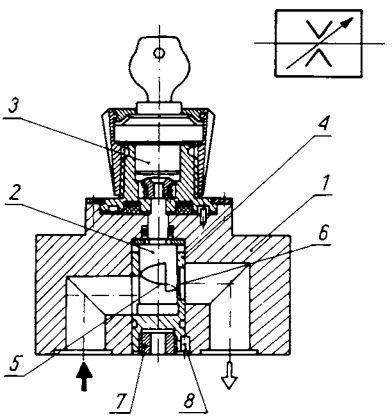


Rys. I-256
Przykłady konstrukcji zaworów dławiących firmy REXROTH (RFN): a) zawór typu MG; *1* — korpus, *2* — otwór promieniowy, *3* — szczelina dławiąca, *4* — tuleja, b) zawór typu MK; *1* — zawór dławiący, *2* — zawór zwrotny, zawór do montażu blokowego; *1* — zawór dławiący, *2* — korpus zaworu *3* — pokrętło, *4* — trzpień dławiący, *5* — grzybek zaworu zwrotnego, *6* — sprężyna, *7* — otwór dławiący

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Na rys. I-256b przedstawiono *zawór dławiąco-zwrotny*. W korpusie *1* zaworu wbudowany jest zawór zwrotny. Przy przepływie zgodnym z kierunkiem strzałki grzybek zaworu zwrotnego jest dociśnięty do gniazda. Zawór dławiący pracuje jak opisany wyżej zawór dwukierunkowy. Przy przepływie czynnika w kierunku przeciwnym do kierunku strzałki grzybek *2* unosi się otwierając bezpośrednie połączenie obu otworów zaworu. Jak widać z charakterystyki przedstawionej na rys. I-255d część strumienia przechodzi również przez pierścieniową szczelinę dławiącą. Jest to zjawisko korzystne, ponieważ umożliwia samooczyszczanie tej szczeliny.

Na rys. I-256c przedstawiono zawór, przystosowany do zabudowy w bloku sterującym. Zawór składa się z tulei nabojowej *1*, korpusu *2* z pokrętłem *3* umożliwiającym przemieszczanie wydrążonego trzpienia *4*, w ściance którego znajduje się otwór dławiący *7*, przysłaniany grzybkiem *5* zaworu zwrotnego. Ponieważ ścianka trzpienia jest cienka, dławienie odbywa się więc na stosunkowo krótkiej drodze. Przepływ przez szczelinę dławiącą jest zbliżony do czysto burzliwego, a więc wpływ lepkości czynnika jest niewielki. Przy przepływie w kierunku od *B* do *A* grzybek *5* zaworu zwrotnego unosi się, pokonując napięcie wstępne miękkiej sprężyny *6* i otwiera bezpośrednie połączenie otworu *B* z otworem *A*. Zawory te są budowane na ciśnienia robocze do 31,5 MPa i przepływy nominalne do 400 dm^3/min.



Rys. I-257
Zawór dławiący typu F do montażu płytkowego firmy REXROTH (RFN); *1* — korpus, *2* — trzpień dławiący, *3* — pokrętło, *4* — tuleja, *5* — krzywka dławiąca, *6* — okienko, *7* — śruba justująca, *8* — kołek

Na rys. I-257 podano przykład konstrukcji zaworu ze szczeliną dławiącą o działaniu zbliżonym do kryzy ostrokrawędziowej, a więc o przepływie prawie niezależnym od lepkości czynnika. W obudowie *1*, przystosowanej do montażu płytowego, znajduje się trzpień *2* z krzywkową krawędzią dławiącą *5*, współpracujący z okienkiem dławiącym *6*. Nastawa zaworu odbywa się przez obrót trzpienia *2*, za pomocą wyskalowanego w stopniach pokrętła *3*, względem tulei *4* z okienkiem dławiącym *6*. Odpowiednie wyprofilowanie krzywki na trzpieniu umożliwia osiągnięcie, zależnie od potrzeb, charakterystyki zarówno liniowej, jak i progresywnej. Śruba *7* służy do justowania położenia tulei względem trzpienia, a więc i urządzenia nastawczego. Układ tuleja-śruba justująca opiera się o powierzchnię płyty, na której zawór jest montowany. Kołek *8* zabezpiecza tuleję przed obrotem. Preferowany kierunek przepływu został na

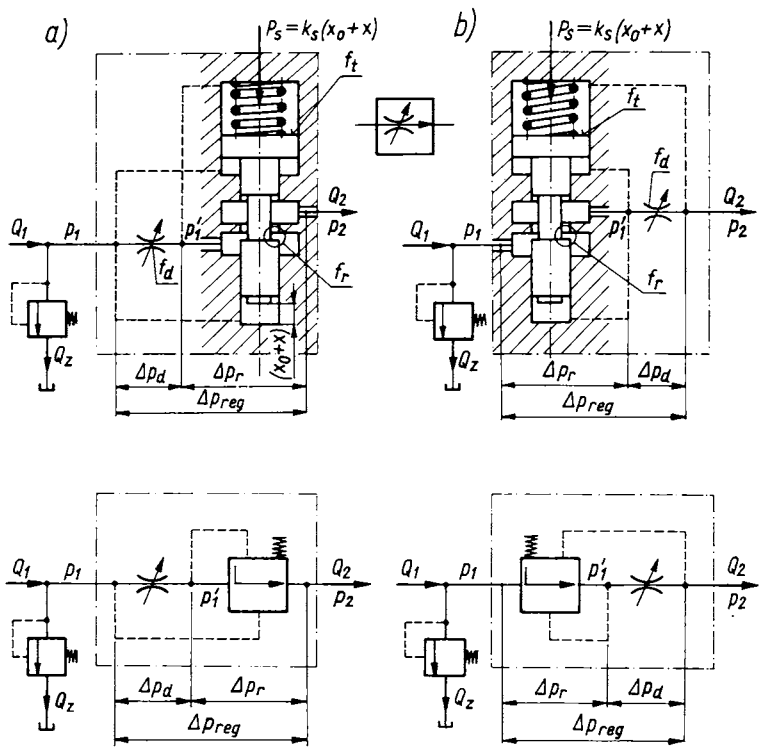
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

rysunku oznaczony strzałkami. Zawory te są produkowane o nominalnych średnicach przelotu 5 i 10 mm, a więc na nominalne natężenia przepływu do 50 dm^3/min i ciśnienia robocze do 25 MPa.

6.5.2. Dwudrogowe regulatory przepływu

Na rys. I-258 przedstawiono schematy konstrukcyjne i symbole graficzne dwudrogowego regulatora przepływu, wyjaśniające jego budowę i zasadę działania. Regulator jest zasilany strumieniem Q_1, przy stałym ciśnieniu p_1, nastawionym za pomocą zaworu przelewowego. Strumień ten doznaje podziału na przechodzący przez regulator strumień użyteczny Q_2 zasilający odbiornik i strumień Q_z odprowadzony przez zawór przelewowy do zbiornika, przy czym $Q_1 = Q_2 + Q_z$. Zadaniem regulatora jest utrzymanie stałej wartości natężenia przepływu Q_2 na wyjściu niezależnie od ciśnienia p_2, jakie w tej gałęzi występuje. Warunkiem zaś działania układu jest to, aby źródło zasilające układ, w którym regulator jest zainstalowany, miało wydajność Q_1 większą od natężenia przepływu strumienia regulowanego Q_2.

Regulator dwudrogowy jest konstrukcją powstałą — jak wynika z rysunku — z połączenia szeregowego zaworu dławiącego i zaworu różnicowego. Na natężenie strumienia regulowanego w decydującym stopniu wpływa zawór dławiący, na którym jest utrzymywana stała wartość spadku ciśnienia Δp_d — za



Rys. I-258. Schematy konstrukcyjne i symbole graficzne dwudrogowych regulatorów przepływu: a) z zaworem różnicowym na wyjściu, b) z zaworem różnicowym na wejściu

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

pomocą zaworu różnicowego o konstrukcji suwakowej. Zawór różnicowy, utrzymując $\Delta p_d = \text{const}$, dostosowuje samoczynnie spadek ciśnienia na szczelinie dławiącej, o przekroju przelotowym f_r, do wartości ciśnienia p_2 na wyjściu z regulatora.

Na rys. I-258 przedstawiono oba realizowane w praktyce układy wzajemnego usytuowania zaworów dławiącego i różnicowego. W konstrukcji wg rys. I-258a zawór dławiący znajduje się przed zaworem różnicowym, natomiast w rozwiązaniu wg rys. I-258b jest usytuowany za nim. Wzajemne usytuowanie obu zaworów, składających się na regulator dwudrogowy, nie ma żadnego wpływu na zasadę działania, ponieważ przy szeregowym łączeniu oporów ich suma nie zależy od kolejności składników.

W układzie wg rys. I-258a temperatura cieczy dopływającej do zaworu dławiącego jest bardziej stabilna, ponieważ nie zależy ona od zmian obciążenia p_2. W układzie wg rys. I-258b zmiany obciążenia powodują zmianę spadku ciśnienia na zaworze różnicowym, a więc wpływają na temperaturę czynnika, a przez to na natężenie przepływu strumienia Q_2 przechodzącego przez zawór dławiący. Pod tym względem układ pierwszy jest korzystniejszy.

W czasie pracy regulatora, jeśli $Q_1 > Q_2$, suwak zaworu różnicowego jest obciążony siłą sprężyny $P_s = k_s(x_0 + x)$ oraz siłami pochodzącymi od ciśnień panujących przed i za zaworem dławiącym, oddziałującymi na tej samej wartości pola powierzchni czołowych tłoczka f_t. Równania równowagi, przyjmując oznaczenia naniesione na rys. I-258 oraz pomijając siłę hydrodynamiczną i siły tarcia tłoczka w otworze, będą miały postać:

— dla konstrukcji wg rys. I-258a

$$p_1 f_t = p'_1 f_t + k_s(x_0 + x) \tag{I-492a}$$

— dla konstrukcji wg rys. I-258b

$$p'_1 f_t = p_2 f_t + k_s(x_0 + x) \tag{I-492b}$$

Spadek ciśnienia na zaworze dławiącym, wyznaczający zgodnie z równaniem (I-491) natężenie Q_2 — przy niezmiennym polu powierzchni f_d otworu dławiącego — będzie wynosił odpowiednio

$$\Delta p_d = p_1 - p'_1 = \frac{k_s(x_0 + x)}{f_t} \tag{I-493a}$$

oraz

$$\Delta p_d = p'_1 - p_2 = \frac{k_s(x_0 + x)}{f_t} \tag{I-493b}$$

Ponieważ ugięcie ruchowe x jest niewielkie w porównaniu z ugięciem wstępnym sprężyny x_0, dlatego można przyjąć, że $\Delta p_d = \text{const}$, a więc także i strumień wyjściowy będzie miał stałą wartość, $Q_2 = \text{const}$.

Wartość spadku ciśnienia Δp_d przyjmuje się zwykle od 0,2 do 1 MPa. Chodzi bowiem o to, aby pole powierzchni f_d nie było zbyt małe, a co mogłoby powodować zarastanie zaworu odkładającymi się w szczelinach cząstkami zanieczyszczeń cieczy. Przyjęcie zbyt małej wartości Δp_d sprawia, że sprężyna zaworowa będzie zbyt miękka. Udział trudnych do określenia sił — hydro-

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

dynamicznej i tarcia — będzie wówczas zbyt znaczący w bilansie sił oddziałujących na suwak. Trudniej będzie zatem zapewnić stabilność pracy regulatora, a więc stałość natężenia przepływu Q_2 w jego otworze wyjściowym.

W regulatorach nastawnych zmianę Q_2 uzyskuje się najczęściej przez zmianę pola powierzchni przekroju f_d szczeliny zaworu dławiącego, przy zachowaniu stałości spadku ciśnienia Δp_d. Zmiana napięcia wstępnego sprężyny, przy zachowaniu stałości przekroju przepływowego $f_d = \text{const}$, nie daje możliwości zmian Q_2 w zakresie większym niż 20% natężenia nominalnego.

Z rozkładu ciśnień w regulatorze (rys. I-258) wynika

$$p_1 = p_2 + \Delta p_{reg} = p_2 + \Delta p_d + \Delta p_r = \text{const} \tag{I-494}$$

Przy założeniu stałości ciśnienia na wejściu p_1, ustalonego na poziomie otwarcia zaworu przelewowego, oraz przy zmiennym obciążeniu p_2, zależnym od odbiornika, zmianie ulegać musi całkowity spadek ciśnienia na regulatorze Δp_{reg}. Ponieważ spadek ciśnienia na zaworze dławiącym jest stały ($\Delta p_d = \text{const}$), zatem dostosowywanie się spadku Δp_{reg} (tak, aby $p_1 = \text{const}$) jest możliwe tylko na zaworze różnicowym Δp_r. Jeśli obciążenie p_2 wzrasta, to odpowiednio musi zmaleć spadek ciśnienia Δp_r na zaworze różnicowym. Tłoczek dozna przesunięcia w dół powiększając odpowiednio przekrój przepływowy f_r szczeliny dławiącej. Przy zmniejszeniu się obciążenia p_2 szczelina f_r zaworu różnicowego zostanie zmniejszona. Jeśli obciążenie p_2 spadnie do zera, to szczelina zaworu różnicowego zostanie całkowicie zamknięta ($p_1 = \Delta p_{reg}$). Maksymalne możliwe obciążenie odbiornika przy całkowitym otwarciu szczeliny dławiącej zaworu różnicowego ($\Delta p_r = 0$) wynosi

$$p_{2\,max} = p_1 - \Delta p_d$$

W celu zapewnienia poprawnej pracy regulatora ciśnienie p_1 powinno być jednak nieco większe od sumy $(p_{2\,max} + \Delta p_d)$. Chodzi bowiem o to, aby zawór przelewowy poprzedzający regulator, był zawsze otwarty i odprowadzał nadmiar czynnika $Q_z = Q_1 - Q_2$. Na ogół przyjmuje się natężenie strumienia dopływającego Q_1 większe o 2 do 3% od maksymalnego założonego natężenia przepływu Q_2 zasilającego odbiornik.

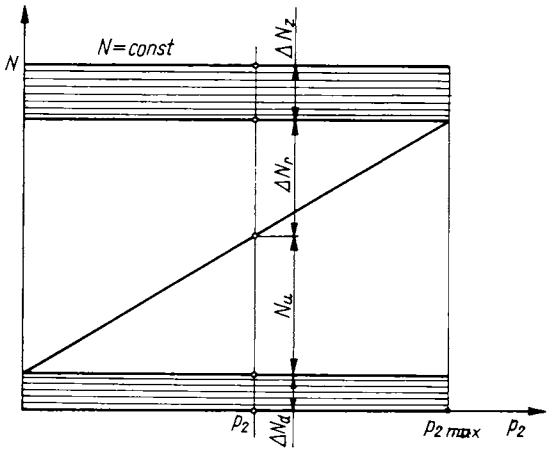
Całkowita moc doprowadzona do regulatora

$$N = N_u + \Delta N_z + \Delta N_{reg} = Q_1 p_1 \tag{I-495}$$

gdzie: $N_u = Q_2 p_2$ – moc użyteczna na wyjściu, $\Delta N_z = Q_z p_1$ — moc tracona na zaworze przelewowym, $N_{reg} = \Delta N_d + \Delta N_r = Q_2(\Delta p_d + \Delta p_r)$ — moc tracona na regulatorze, równa sumie strat mocy na zaworze dławiącym i na zaworze różnicowym.

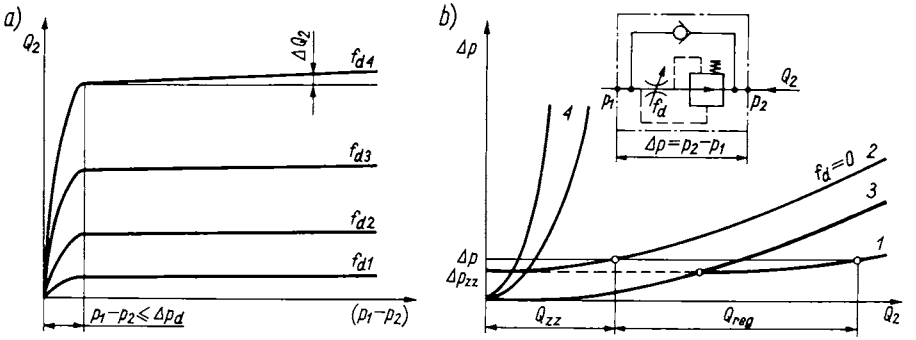
Na rys. I-259 przedstawiono schematycznie udział poszczególnych składników w bilansie mocy, dla określonej nastawy regulatora w zależności od obciążenia p_2 odbiornika. Całkowita moc doprowadzona do regulatora nie zależy od obciążenia. Niezależne od obciążenia są również straty na zaworze dławiącym ΔN_d (prostokąt dolny) i przelewowym (prostokąt górny). Przekątna prostokąta wewnętrznego dzieli pole na moc użyteczną N_u oraz na stratę ΔN_r na zaworze różnicowym, ponieważ obie wielkości są proporcjonalne do obciążenia p_2; pierwsza wprost, druga odwrotnie. Im mniejsze jest obciążenie na wyjściu

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-259
Bilans mocy regulatora dwudrogowego

z regulatora, tym większa jest strata mocy na zaworze różnicowym. Z rysunku widać, że sprawność regulatora dwudrogowego przy małym obciążeniu p_2 jest bardzo małą. Stosowanie zatem tego typu regulatora w układach napędowych o cyklu roboczym zakładającym dłuższe okresy pracy bez obciążenia jest niewskazane.



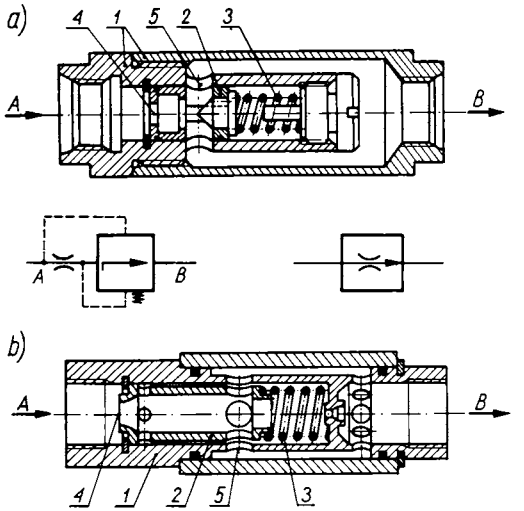
Rys. I-260. Charakterystyki regulatorów przepływu: a) przepływowe, b) oporów przepływu

Na rys. I-260a przedstawiono przykładowe charakterystyki przepływowe $Q_2 = f(p_1 - p_2)$ regulatora nastawnego dla kilku nastaw pola przekroju szczeliny f_d zaworu dławiącego jako parametru. Przy małej różnicy ciśnień $(p_1 - p_2) \leqslant \Delta p_d$, jak wynika to z równania (I-494), $\Delta p_r = 0$. Pole powierzchni f_r otworu dławiącego w zaworze różnicowym jest największe, a różnica ciśnień na zaworze dławiącym zbyt mała do tego, aby suwak mógł reagować. Charakterystyki w tym przedziale są parabolami, wychodzącymi z początku układu (por. rys. I-255a). Regulator spełnia swoją funkcję dopiero wówczas, gdy $(p_1 - p_2) > \Delta p_d$. Natężenie przepływu Q_2 w otworze wylotowym jest, dla danej nastawy f_d oraz założonej konstrukcją regulatora wartości Δp_d, niezależne od $(p_1 - p_2)$. Odchylenia charakterystyk od poziomu wyznaczają wartość błędu regulacji ΔQ_2.

Charakterystyki regulacyjne mają przebieg identyczny z charakterystykami zaworów dławiących (patrz rys. I-255b, c).

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

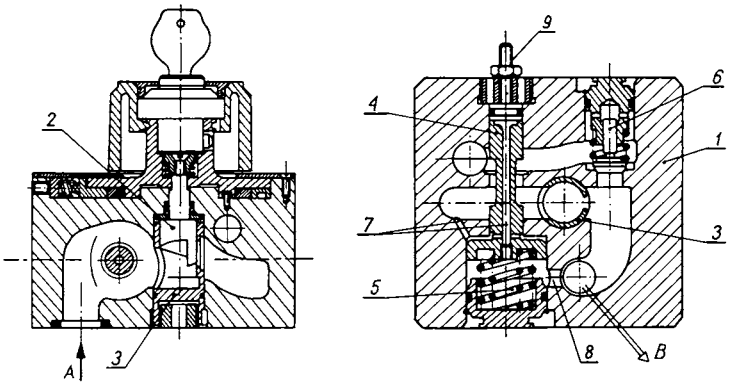
Na rys. I-260b przedstawiono charakterystyki strat ciśnienia regulatora przy przepływie w kierunku przeciwnym do normalnego. Jeśli regulator nie ma zaworu zwrotnego, to charakterystyki będą tworzyć rodzinę parabol pokrywających całe pole zawarte między krzywą *3*, odpowiadającą maksymalnemu otwarciu zaworu dławiącego, a osią rzędnych, obrazującą charakterystykę przepływową zaworu całkowicie zamkniętego. Im mniejszy będzie otwór przelotowy zaworu dławiącego, tym bardziej stromy przebieg będzie miała charakterystyka oporów przepływu (krzywe *4*). Dla regulatorów wyposażonych w zawór zwrotny opory przepływu, przy $f_d = 0$, wyznacza charakterystyka zaworu zwrotnego (krzywa *2*). Jeśli zawór dławiący będzie maksymalnie otwarty, $f_d = f_{d\,max}$, to straty ciśnienia Δp opisywać będzie krzywa *1*, powstała ze złożenia charakterystyk *2* i *3* (patrz rys. I-255d).



Rys. I-261
Dwudrogowe nienastawne regulatory przepływu: a) ZW1 (produkcji krajowej), b) typu 2FB (REXROTH, RFN); *1* — obudowa, *2* — suwak, *3* — sprężyna, *4* — otwór dławiący, *5* — otwory promieniowe

Na rys. I-261 podano przykłady rozwiązań konstrukcyjnych *dwudrogowych nienastawnych regulatorów* przepływu, przystosowanych do montażu przewodowego. Na rys. I-261a przedstawiono konstrukcję regulatora typu ZW1, zaprojektowanego przez Kombinat PZL-HYDRAL, Wrocław, a na rys. I-261b — konstrukcję firmy REXROTH (RFN). W dzielonej obudowie *1* znajduje się ruchomy suwak wydrążony *2*, będący pod naciskiem sprężyny *3* utrzymującej go w skrajnym lewym położeniu. W kierunku przepływu regulowanego (od *A* do *B*) ciecz przepływa przez dyszę dławiącą *4*, o stałym polu powierzchni przekroju przepływowego i z kolei przez otwory promieniowe w suwaku i w obudowie do otworu wypływowego *B*. Spadek ciśnienia w otworze dławiącym *4* sprawia, że suwak *2* przemieszcza się w prawo. Jeśli ustalone dla regulatora natężenie przepływu wzrasta, to zwiększy się również różnica ciśnień oddziałujących na suwak, w wyniku czego dozna on dalszego przemieszczenia w kierunku przeciwnym niż siła oddziaływania sprężyny. Wiąże się to z dalszym zmniejszeniem pola powierzchni otworów promieniowych *5*, uniemożliwiającym wzrost natężenia przepływu ponad założoną wartość. Przy przepływie w kierunku przeciwnym (od *B* do *A*) suwak odsłania

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



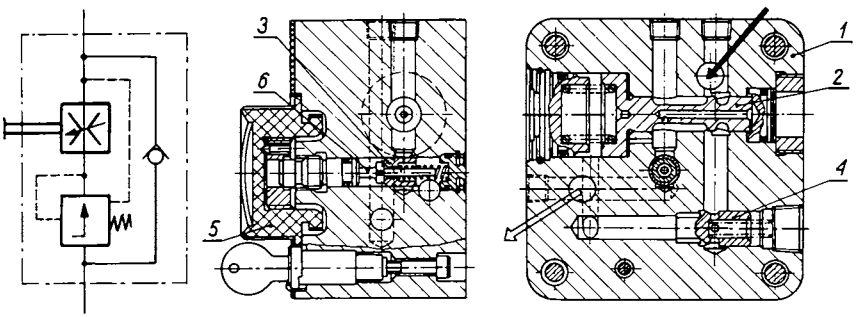
Rys. I-262. Dwudrogowy nastawny regulator przepływu typu 2FRM (Fabryka Elementów Hydrauliki PONAR-WADOWICE S.A.; na licencji firmy REXROTH RFN); *1* — obudowa, *2* — trzpień, *3* — tuleja, *4* — suwak zaworu różnicowego, *5* — sprężyna, *6* — zawór zwrotny, *7*, *8* — kanały przepływowe, *9* — śruba nastawcza

maksymalnie otwory *5*. Opory przepływu przez zawór są niewielkie; wynikają bowiem głównie ze straty ciśnienia na otworze dławiącym *4*.

Na rys. I-262 przedstawiono schemat konstrukcyjny *nastawnego regulatora dwudrogowego*, typu 2FRM produkcji Fabryki Elementów Hydrauliki PONAR-WADOWICE S.A., na licencji firmy REXROTH (RFN). W obudowie *1* znajduje się zespół zaworu dławiącego, składający się z trzpienia *2* i tulei *3*, oraz zawór różnicowy z tłoczkiem *4* obciążonym sprężyną *5*. W obudowie znajduje się również zawór zwrotny *6* umożliwiający wolny przepływ w kierunku przeciwnym do normalnego (od *B* do *A*). W regulatorze tym zawór dławiący jest usytuowany za zaworem różnicowym, jak w układzie wg rys. I-258b. Czynnik o ciśnieniu pośrednim p' jest doprowadzony kanałami *7* na powierzchnie czołowe tłoczka — przeciwległe powierzchni obciążonej sprężyną. Ciśnienie p_2 czynnika z otworu wylotowego wspomaga sprężynę. Regulator może być wyposażony dodatkowo w ogranicznik *9* skoku suwaka zaworu różnicowego, dzięki czemu w położeniu wyjściowym jest zapewniona pewna nastawa wielkości regulowanej. Eliminuje się w ten sposób niebezpieczeństwo gwałtownych przemieszczeń suwaka w czasie rozruchu regulatora.

Na rys. I-263 przedstawiono konstrukcję *dwudrogowego nastawnego regulatora przeplywu z kompensacją temperatury*, typu FCG, produkowanego przez firmę VICKERS (RFN). W obudowie *1* znajduje się zawór różnicowy *2*, zawór dławiący *3* oraz zawór zwrotny *4*. Za pomocą pokrętła *5* dokonuje się nastawy przekroju przepływowego szczeliny f_d. Przy zmianie temperatury czynnika roboczego zmienia się również jego lepkość, co przy $\Delta p_d = \text{const}$ powoduje zmianę natężenia przepływu, a więc zwiększenie błędu regulacji. Aby do tego nie dopuścić, zawór dławiący wyposażony został w układ kompensacyjny.
Głównym jego elementem jest pręt dylatacyjny *6*, wykonany z materiału o dużym współczynniku rozszerzalności cieplnej. Ze wzrostem temperatury pręt wydłuża się i powoduje samoczynne przymykanie się szczeliny dławiącej, nie dopuszczając przez to do wzrostu natężenia przepływu wywołanego zmniejszeniem się lepkości oleju. Rozwiązanie to nie może być w pełni zadowalające, ponieważ

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



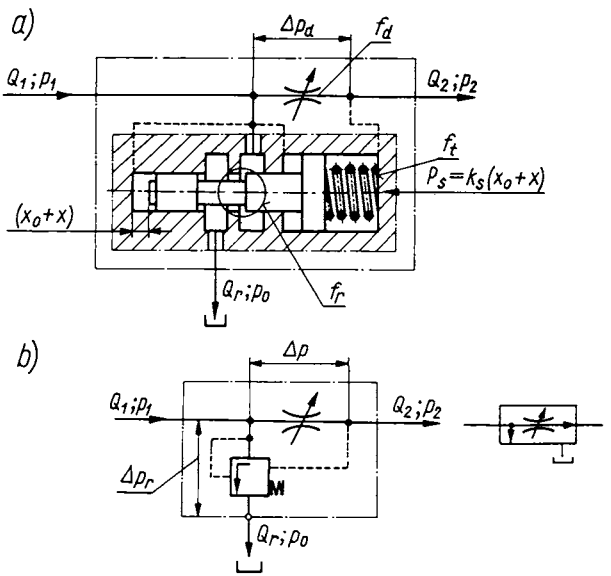
Rys. I-263. Dwudrogowy regulator przepływu z kompensacją temperatury typu FCG, firmy VICKERS (RFN); *1* — obudowa, *2* — zawór różnicowy, *3* — zawór dławiący, *4* — zawór zwrotny, *5* — pokrętło, *6* — pręt dylatacyjny

kompensacja temperaturowa nie może być jednakowo skuteczna dla całego zakresu przewidywanych nastaw regulatora oraz stosowanych lepkości czynnika roboczego.

6.5.3. Trójdrogowe regulatory przepływu

Regulatory trójdrogowe składają się również z dwu zaworów elementarnych, którymi są zawory dławiący i różnicowy. Regulatory te różnią się od regulatorów dwudrogowych tym, że zawory ich są połączone równolegle (patrz rys. I-264). Doprowadzony od źródła zasilającego strumień Q_1 zostaje więc w regulatorze podzielony na strumień użyteczny Q_2, dochodzący do odbiornika, oraz strumień Q_r odprowadzany przez szczelinę f_r zaworu różnicowego do zbiornika. Zawór różnicowy spełnia zatem również rolę zaworu przelewowego.

Warunkiem działania regulatora jest spełnienie zależności $Q_1 > Q_2$, czyli $Q_r = Q_1 - Q_2 > 0$.



Rys. I-264
Trójdrogowy regulator przepływu: a) schemat konstrukcyjny, b) symbole graficzne: szczegółowy i uproszczony

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Natężenie przepływu strumienia użytecznego Q_2, przy danej nastawie pola powierzchni f_d przekroju przepływowego zaworu dławiącego, określa równanie (I-491). Jeśli Δp_d będzie wartością stałą, to strumień użyteczny będzie miał stałe, niezależne od obciążenia p_2, natężenie przepływu Q_2. Utrzymanie stałej wartości spadku ciśnienia na zaworze dławiącym, $\Delta p_d = \text{const}$, zapewnia zawór różnicowy. W początkowej fazie pracy regulatora ($Q_1 = 0$) suwak, znajdujący się pod naciskiem sprężyny o napięciu wstępnym $P_{so} = k_s x_0$, zajmuje skrajne lewe położenie, odcinając drogę spływową do zbiornika ($f_r = 0$). Jeśli zgodnie z warunkiem działania regulatora $Q_1 > Q_2$, to na tłoczek z lewej strony oddziałuje siła wywierana przez ciśnienie ($p_1 f_t$) większa od ($P_{so} + p_2 f_t$). Tłoczek dozna przemieszczenia x w prawo przepuszczając do zbiornika strumień $Q_r = Q_1 - Q_2$. Przemieszczanie się tłoczka będzie odbywać się tak długo aż ustali się równowaga

$$p_1 f_t = p_2 f_t + k_s(x_0 + x) \tag{I-496}$$

Z równania (I-496), w którym nie uwzględniono siły hydrodynamicznej i sił tarcia, wynika

$$\Delta p_d = p_1 - p_2 = \frac{k_s(x_0 + x)}{f_t} \approx \text{const} \tag{I-496a}$$

a więc natężenie przepływu strumienia użytecznego, zgodnie z równaniem (I-491), będzie również stałe, $Q_2 = \text{const}$. Jeśli obciążenie p_2 wzrośnie, to suwak zaworu różnicowego przesunie się w lewo, zmniejszając pole przekroju przepływowego f_r zaworu różnicowego tak, aby ciśnienie na dopływie wzrosło do wartości $p_1 = p_2 + \Delta p_d$. Przy zmianie wartości ciśnienia p_2, zmienia się zatem również ciśnienie na dopływie p_1. Ciśnienie strumienia dopływowego powinno być ograniczone za pomocą zaworu bezpieczeństwa, nastawionego na ciśnienie otwarcia równe sumie największej wartości, dopuszczalnego dla odbiornika ($p_{2\,max}$) i różnicy ciśnień Δp_d, założonej dla zaworu dławiącego. Ciśnienie to nie może być większe od ciśnienia nominalnego regulatora zgodnie z jego metryką.

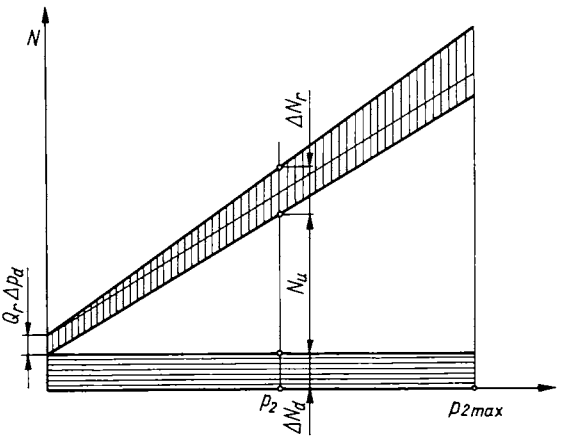
Moc doprowadzona do regulatora wynosi

$$N = N_u + \Delta N_d + \Delta N_r \tag{I-497}$$

gdzie: $N_u = Q_2 p_2$ — moc użyteczna, $\Delta N_d = Q_2 \Delta p_d$ — strata mocy na zaworze dławiącym, $\Delta N_r = Q_r p_1 = Q_r(p_2 + \Delta p_d)$ — strata mocy na zaworze różnicowym.

Na rys. I-265 podano ilustrację graficzną równania (I-497), przy ustalonej nastawie regulatora, w zależności od obciążenia p_2 odbiornika. Moc tracona na zaworze dławiącym jest niezależna od obciążenia. Moc użyteczna oraz straty na zaworze różnicowym są proporcjonalne do obciążenia. Przy małych obciążeniach straty całkowite regulatorów trójdrogowych są, w porównaniu ze stratami regulatorów dwudrogowych (patrz rys. I-259), bardzo małe. Regulatory trójdrogowe nadają się więc do pracy w układach, w których przewiduje się dłuższe okresy pracy bez obciążenia, $p_2 = 0$. Suwak zaworu różnicowego jest wówczas maksymalnie przesunięty w prawo, odsłaniając całkowicie przekrój przepływowy f_r, odwrotnie niż w regulatorach dwudrogowych. Regulatory trójdrogowe mogą pracować tylko na dopływie do odbiornika, podczas gdy regulatory dwudrogowe można instalować zarówno po stronie dopływu, jak

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

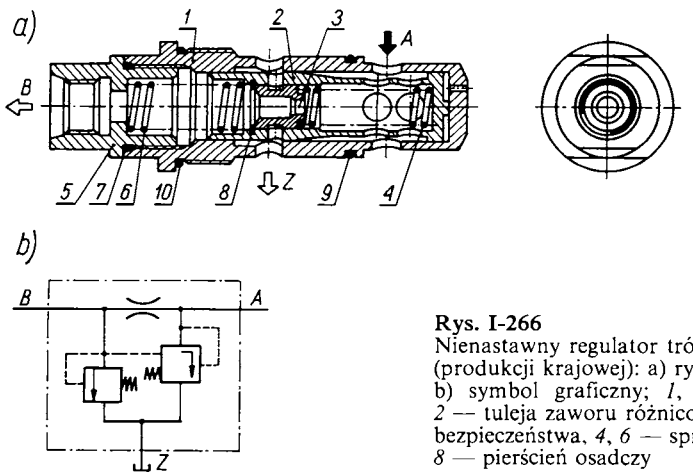


Rys. I-265
Bilans mocy regulatora trójdrogowego

i w gałęzi spływowej. Jeśli regulator ma pracować w linii o zmiennym kierunku przepływu, wówczas powinien być wyposażony w zawór zwrotny. Charakterystyki regulatorów trójdrogowych mają przebieg analogiczny do tych, które przedstawiono na rys. I-260, dla regulatorów dwudrogowych.

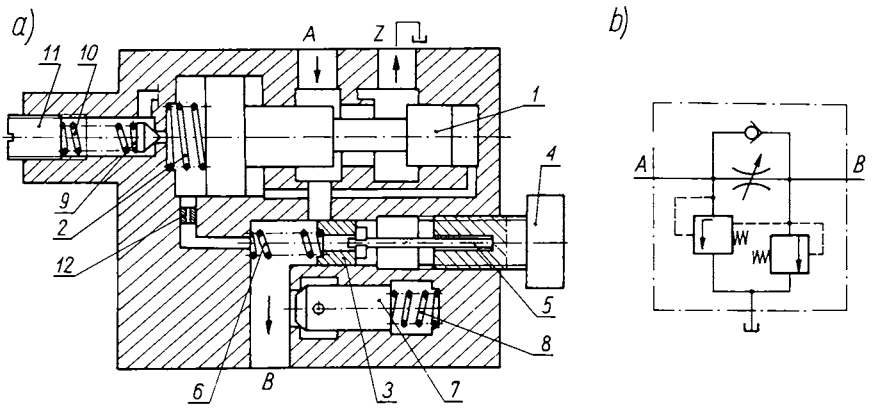
Na rys. I-266 jest przedstawiona konstrukcja *nienastawnego trójdrogowego regulatora przepływu*, typu ZWB1-60-10, według projektu Kombinatu PZL-HYDRAL, Wrocław. Regulator jest przeznaczony do zasilania mechanizmu kierowniczego pojazdów i współpracuje z pompą zębatą napędzaną od silnika spalinowego. Zadaniem regulatora jest zapewnienie stałego natężenia $Q_2 = 10$ dm^3/min strumienia zasilającego mechanizm niezależnie od wydajności pompy, uwarunkowanej zmienną prędkością obrotową silnika. Regulator ma konstrukcję nabojową umożliwiającą montaż w bloku zaworowym. Ma także wbudowany zawór bezpieczeństwa nastawiony na ciśnienie otwarcia równe 7 MPa.

W dwudzielnym korpusie *1* i *5* znajduje się tuleja suwakowa *2*, a w niej wydrążony tłoczek *3* z dyszą dławiącą. Tłoczek, będący pod naciskiem sprężyny *4*, zajmuje w tulei skrajne lewe położenie opierając się o pierścień osadczy *8*. Tuleja *2* pod naciskiem sprężyny *6* zajmuje skrajne prawe położenie. Przy



Rys. I-266
Nienastawny regulator trójdrogowy typu ZWB-60-10 (produkcji krajowej): a) rysunek konstrukcyjny, b) symbol graficzny; *1*, *5* — dwudzielny korpus, *2* — tuleja zaworu różnicowego, *3* — tłoczek zaworu bezpieczeństwa, *4*, *6* — sprężyna, *7*, *9*, *10* — uszczelka, *8* — pierścień osadczy

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-267. Nastawny regulator trójdrogowy: a) schemat konstrukcyjny; *1*, *2* – tłoczek i sprężyna zaworu różnicowego, *3*, *4*, *5*, *6* — zawór dławiący z kompensacją temperaturową, *7*, *8* — zawór zwrotny, *9*, *10*, *11* — zawór maksymalny, *12* — dysza dławiąca, b) symbol graficzny

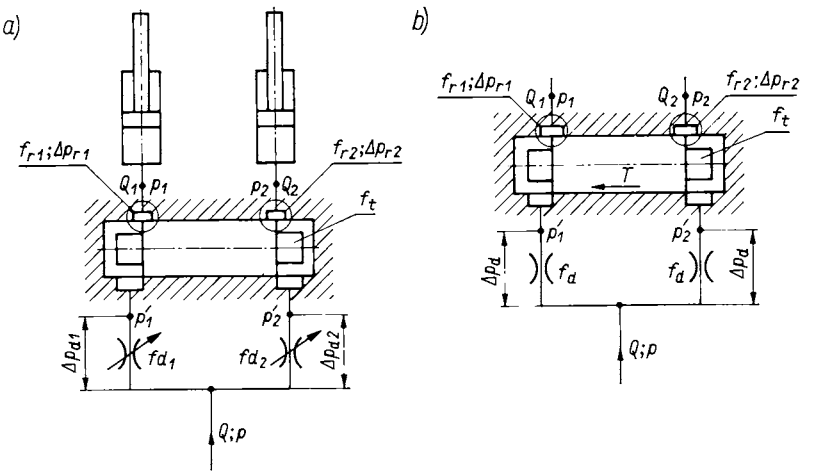
przepływie oleju od *A* do *B* na dyszy powstaje różnica ciśnień, w wyniku której tuleja suwakowa zaworu różnicowego przemieszcza się w lewo umożliwiając odprowadzenie nadmiaru $Q_r = Q_1 - Q_2$ do zbiornika. Przy wzroście ciśnienia roboczego powyżej 7 MPa, suwak tłoczkowy *3*, spełniający także rolę zaworu bezpieczeństwa, zostaje przemieszczony w prawo — otwierając drogę przepływu na zlew.

Na rys. I-267 przedstawiono schemat konstrukcyjny oraz symbol graficzny nastawnego regulatora trójdrogowego z kompensacją temperaturową i wyposażonego w zawór bezpieczeństwa oraz w zawór zwrotny. Właściwy regulator składa się z zaworu różnicowego (tłoczek *1* i sprężyna *2*) oraz nastawnego zaworu dławiącego. Zawór dławiący ma między tłoczkiem *3* a pokrętłem *4* pręt dylatacyjny *5*, spełniający wraz ze sprężyną *6* rolę kompensatora temperatury, podobnie jak w rozwiązaniu wg rys. I-263. Zawór maksymalny składający się z grzybka *9*, sprężyny *10* i pokrętła *11* spełnia wraz z zaworem różnicowym rolę zaworu bezpieczeństwa o działaniu pośrednim. Jeśli ciśnienie w otworze *B* wzrośnie ponad wartość nastawioną za pomocą sprężyny *10*, to grzybek *9* zostanie uniesiony, a przez to spadnie ciśnienie w lewej komorze czołowej tłoczka zaworu różnicowego. Tłoczek zostanie przemieszczony w lewo otwierając całkowicie połączenie otworów zasilającego *A* i zlewowego *Z*. Dysza dławiąca *12* utrzymuje wówczas stałą różnicę ciśnień w komorach czołowych zaworu różnicowego oraz poprawia własności dynamiczne regulatora, zapobiegając drganiom tłoczka *1*. W celu zmniejszenia spadku ciśnienia, przy przepływie przez regulator w kierunku przeciwnym do normalnego, wbudowano w korpus regulatora zawór zwrotny *7*, obciążony sprężyną *8* o niewielkim napięciu wstępnym, łączący bezpośrednio komorę *B* z komorą *A*.

6.5.4. Synchronizatory

Na rys. I-268a przedstawiono schemat funkcjonalny *dzielnika strumienia*. Jego rola polega na rozdziale doprowadzanego strumienia *Q* na dwa równoległe

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-268. Zasada działania: a) dzielnika strumienia, b) synchronizatora

strumienie Q_1 i Q_2 zasilające odbiorniki dowolnej konstrukcji. W każdej gałęzi dzielnika znajduje się zawór dławiący, powodujący spadek ciśnienia Δp_{d1} lub Δp_{d2} oraz samonastawna szczelina dławiąca o polu powierzchni przekroju przepływowego f_{r1} lub f_{r2}, wywołująca spadek ciśnienia wynoszący odpowiednio Δp_{r1} lub Δp_{r2}. Siły wywierane przez ciśnienie działające na suwak zaworu regulacyjnego muszą być w równowadze, a zatem — przy jednakowych polach powierzchni czołowych tłoczka f_t — ciśnienia na dopływie do komór czołowych zaworu regulacyjnego muszą być jednakowe, $p'_1 = p'_2$. Wynika stąd, że również spadki ciśnień na zaworach dławiących muszą być równe ($\Delta p_{d1} = \Delta p_{d2}$). Wychodząc z równania (I-491), można więc wyznaczyć stosunek, w jakim nastąpi rozdział strumienia Q

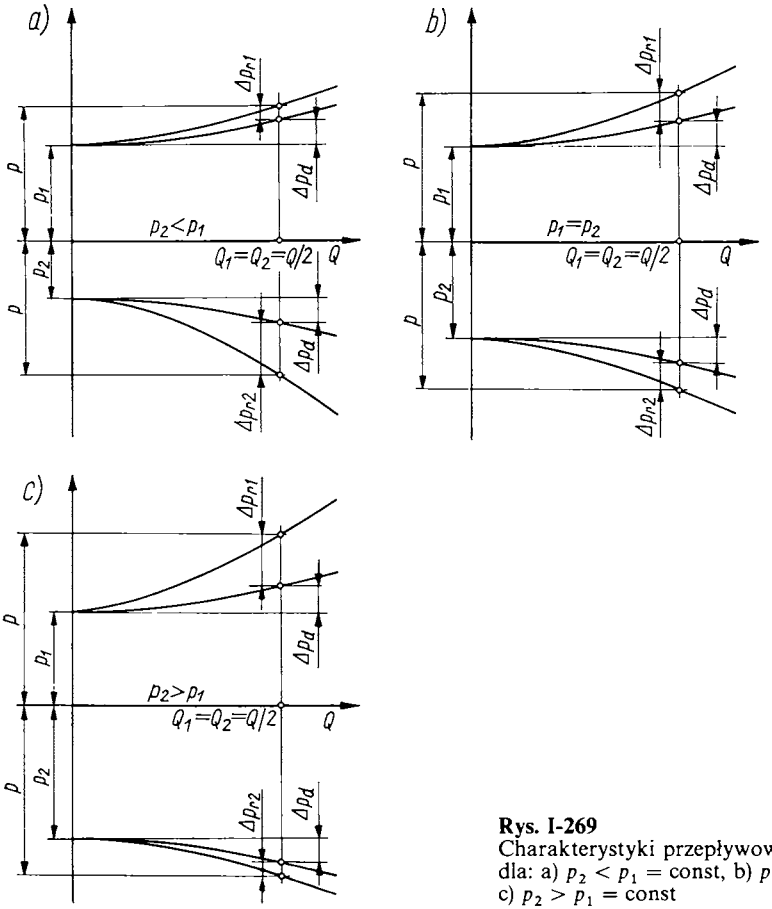
$$i = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{k_1 f_{d1}}{k_2 f_{d2}} \tag{I-498}$$

Wartość tego stosunku, zakładając $k_1 = k_2$, zależy tylko od pól powierzchni otworów przepływowych zaworów dławiących. Jeśli pola te są stałe, dzielnik będzie wówczas nienastawny, tzn. będzie dokonywał rozdziału strumienia Q zawsze w tym samym stosunku. W dzielnikach nastawnych wartości można w określonym zakresie zmieniać. Dzielnik, dla którego $i = 1$, a więc $Q_1 = Q_2$, ma nazwę *synchronizatora*. Nazwa pochodzi stąd, że prędkości robocze zasilanych przezeń silników o jednakowej chłonności właściwej będą jednakowe i niezależne od obciążeń zewnętrznych. Działanie synchronizujące może następować albo tylko w jednym, albo w obu kierunkach przepływu. Synchronizacja dwukierunkowa umożliwia uzyskanie jednakowych prędkości ruchu silników w obu kierunkach ruchu. *Synchronizatory dwukierunkowe*, zainstalowane w układzie podnośnika z dwoma siłownikami, zapewniają jednakową ich prędkość ruchu zarówno w kierunku na podnoszenie, jak i opuszczanie.

Działanie synchronizatora, w którym zawory dławiące są zwykle identyczne (rys. I-268b) wyjaśniają charakterystyki przepływowe podane na rys. I-269. Charakterystyki te narysowano zakładając, że $p_1 = \text{const}$, a zmienia się obcią-

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

żenie p_2 w prawej gałęzi. Jeśli $p_1 = p_2$ (p. rys. I-269b), to suwak regulatora znajduje się w położeniu środkowym, a opory hydrauliczne obu szczelin dławiących f_{r1} i f_{r2} są bardzo małe i jednakowe ($\Delta p_{r1} = \Delta p_{r2}$). Wypadkowe charakterystyki przepływu w obu gałęziach są symetryczne względem osi odciętych, a więc natężenia przepływu w obu przewodach zasilających oba odbiorniki są jednakowe, $Q_1 = Q_2$.



Rys. I-269
Charakterystyki przepływowe synchronizatora dla: a) $p_2 < p_1 = \text{const}$, b) $p_2 = p_1 = \text{const}$, c) $p_2 > p_1 = \text{const}$

Jeżeli obciążenie p_2 prawego odbiornika wzrośnie w stosunku do obciążenia $p_1 = \text{const}$ (rys. I-269c), to w pierwszej chwili wzrośnie również ciśnienie p_2 w prawej komorze regulatora. W wyniku zachwiania równowagi sił tłoczek zostanie przemieszczony w lewo zwiększając pole powierzchni f_{r2} prawej szczeliny regulacyjnej i zmniejszając pole f_{r1} szczeliny lewej. Charakterystyka przepływowa prawej szczeliny ulegnie spłaszczeniu, lewej natomiast przebiegać będzie bardziej stromo. Spadki ciśnienia na obu szczelinach regulatora ciśnień osiągną takie wartości, aby w obu gałęziach zachodziła równość

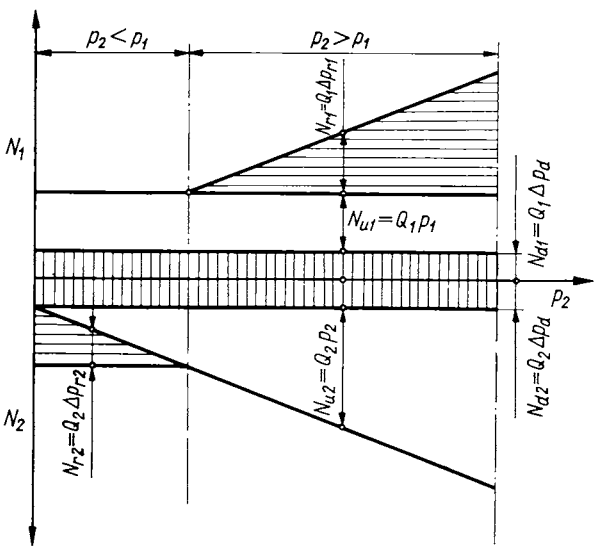
$$p_1 + \Delta p_d + \Delta p_{r1} = p_2 + \Delta p_d + \Delta p_{r2} \qquad \text{(I-499)}$$

Przy spadku obciążenia p_2, w stosunku do $p_1 = \text{const}$ (rys. I-269a), tłoczek przemieści się w prawo zmniejszając szczelinę f_{r2} oraz odsłaniając szczelinę f_{r1}.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Spadek ciśnienia na szczelinie prawej wzrośnie, a na lewej zmaleje, zgodnie z równością (I-499).

Z równania (I-499) wynika, że ciśnienia pośrednie w obu gałęziach są równe, $p'_1 = p'_2$, a na ich wartości w decydującym stopniu wpływa odbiornik bardziej obciążony (rys. I-268). Ciśnienie pośrednie jest większe od ciśnienia roboczego odbiornika o wartość spadku Δp_r na odpowiadającej mu samonastawnej szczelinie regulacyjnej. Ciśnienie p w otworze dopływowym synchronizatora jest większe od ciśnienia pośredniego o wartość spadku Δp_d na zaworze dławiącym. Synchronizator powinien być poprzedzony zaworem bezpieczeństwa nastawionym na ciśnienie otwarcia, będące sumą maksymalnego dopuszczalnego obciążenia odbiornika oraz spadku ciśnienia Δp_d.



Rys. I-270
Bilans mocy synchronizatora w funkcji obciążenia p_2 przy $p_1 = \text{const}$

Na rys. I-270 przedstawiono bilans mocy synchronizatora przy założeniu, jak poprzednio, $p_1 = \text{const}$ i zmieniającym się obciążeniu p_2. Ponadto założono, że spadki ciśnienia na szczelinach dławiących, przy symetrycznie położonym suwaku, są pomijalnie małe ($\Delta p_{r1} = \Delta p_{r2} = 0$). Moc doprowadzona do synchronizatora wynosi

$$N = N_1 + N_2 \tag{I-500}$$

przy czym

$$N_1 = Q_1 p_1 + Q_1 \Delta p_d + Q_1 \Delta p_{r1}$$

$$N_2 = Q_2 p_2 + Q_2 \Delta p_d + Q_2 \Delta p_{r2}$$

W przedziale $p_2 < p_1 = \text{const}$ moc użyteczna lewej gałęzi, $N_{u1} = Q_1 p_1$, ma wartość stałą, a w gałęzi prawej, $N_{u2} = Q_2 p_2$, jest liniową funkcją obciążenia p_2. Moc tracona w gałęzi lewej idzie na pokonanie oporów przepływu zaworu dławiącego, $N_d = Q_1 \Delta p_d$, a w gałęzi prawej dochodzi jeszcze moc tracona na szczelinie regulacyjnej $N_{r2} = Q_2 \Delta p_{r2}$, malejąca liniowo ze wzrostem obciążenia p_2. W przedziale $p_2 > p_1 = \text{const}$, gałąź lewa jest obarczona stratami mocy na

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

oporze regulacyjnym ($N_{r1} = Q_1 \Delta p_{r1}$) wzrastającymi liniowo z obciążeniem p_2. Z wykresu widać, że sprawność synchronizatora jest największa wówczas, gdy obciążenia w obu gałęziach są jednakowe. W celu jej zwiększenia należy przyjmować jak najmniejsze opory przepływu przez szczeliny zaworów dławiących. Nie należy zatem dopuszczać do zwiększenia natężenia przepływu ponad wartość nominalną Q_n, na którą synchronizator jest przewidziany.

Dokładność rozdziału strumienia będzie tym większa, im charakterystyki zaworów dławiących będą się mniej różnić. Posiłkując się badaniami laboratoryjnymi można dojść do identycznych charakterystyk obu zaworów. Duży wpływ na dokładność rozdziału ma siła tarcia suwaka sterującego w tulei dławiącej. Jej wartość ma decydujący wpływ na zakres nieczułości synchronizatora, a przez to wyznacza błąd rozdziału. Jeśli siła tarcia suwaka wynosi T, to do jej pokonania jest niezbędna różnica ciśnień po obu jego stronach

$$\Delta p_t = \frac{T}{f_t} \tag{I-501}$$

Ciśnienie to można wyznaczyć wychodząc z równania (I-491), zakładając przepływ burzliwy ($n = 1/2$), jako

$$\Delta p_t = \Delta p_{d1} - \Delta p_{d2} = \frac{1}{k^2 f_d^2}(Q_1^2 - Q_2^2) = \frac{1}{k^2 f_d^2} Q \Delta Q \tag{I-502}$$

przy czym

$$Q_1 + Q_2 = Q, \qquad Q_1 - Q_2 = \Delta Q.$$

Po przekształceniach powyższych zależności uzyskuje się ostatecznie

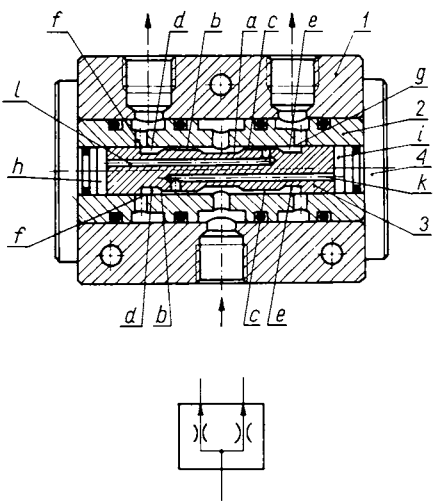
$$\frac{\Delta Q}{Q} = k^2 \left(\frac{f_d}{Q}\right)^2 \Delta p_t \tag{I-503}$$

Ze wzoru widać, że błąd rozdziału strumienia jest wprost proporcjonalny do siły tarcia oraz odwrotnie proporcjonalny do kwadratu natężenia strumienia dzielonego Q. Nie należy zatem dopuszczać do zbytniego zmniejszenia natężenia przepływu w stosunku do natężenia nominalnego synchronizatora.

Błąd rozdziału zależy także od szybkości reakcji suwaka na zmiany obciążenia odbiorników. Szybkość ta będzie tym większa, im mniejsze będzie pole powierzchni czołowych f_t suwaka. Zmniejszenie średnicy suwaka jest możliwe jednak o tyle, o ile będzie to korzystne w stosunku do oporów tarcia. Różnica ciśnień po obu stronach tłoczka musi uwzględniać także konieczność przyspieszania samego tłoczka oraz związanych z nim mas cieczy. Szybkość reakcji suwaka zależy także od drogi jaką ma do pokonania, w celu dostrojenia Δp_r do zmieniającego się obciążenia odbiornika. Zmniejszenie jej można uzyskać wykonując na obwodzie tulei dławiącej dużą liczbę otworów małej średnicy, przysłanianych przez krawędź sterującą suwaka. Niezrównoważenie sił hydrodynamicznych oddziałujących na suwak zwiększa również błąd rozdziału. Wszystkie te czynniki razem sprawiają, że w typowych konstrukcjach synchronizatorów trudno uzyskać błąd rozdziału mniejszy od 4%.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Dokładności rozdziału strumienia nie można utożsamiać z dokładnością synchronizacji. Jeśli bowiem założyć nawet idealnie równy rozdział strumienia, to prędkości tłoków nawet idealnie tych samych średnic mogą się różnić między sobą. Przyczyną tego może być ściśliwość czynnika roboczego, zwłaszcza wówczas, gdy jest on zapowietrzony, oraz odkształcenia sprężyste cylindrów i przewodów, przede wszystkim giętkich. Im większa jest objętość układu między synchronizatorem a tłokami, tym większe będą błędy nierównomierności ruchu siłowników spowodowane różnicą ciśnień w obu zasilanych obwodach, zależną od ich obciążeń zewnętrznych. Jest zatem wskazane instalowanie synchronizatora jak najbliżej odbiorników, za rozdzielaczami, których nieszczelności wewnętrzne mogłyby jeszcze błąd synchronizacji dodatkowo zwiększać. Ich konstrukcja powinna w takim przypadku umożliwiać pracę w obu kierunkach przepływu. W przypadku synchronizatorów o działaniu jednokierunkowym, należy je bocznikować za pomocą zaworów zwrotnych. Przy projektowaniu układów wyposażonych w synchronizatory, należy przewidzieć możliwość korekty błędów synchronizacji. Najlepiej należy dokonywać tego w skrajnych położeniach tłoków, aby nie dopuścić do zwiększenia błędu w czasie następujących po sobie bezpośrednio cyklach roboczych.



Rys. I-271
Synchronizator jednokierunkowy firmy HERION-WERKE (RFN); *1* — obudowa, *2* — tuleja, *3* — suwak regulacyjny, *4* — pokrywa

Na rys. I-271 przedstawiono konstrukcję *jednokierunkowego synchronizatora* firmy HERION-WERKE (RFN). W obudowie *1*, znajduje się para suwakowa, składająca się z tulei *2* i suwaka tłoczkowego *3*. Doprowadzony do synchronizatora czynnik przedostaje się do komory *a* i dalej przez pierścieniowe szczeliny dławiące *b*, *c* o stałym spadku Δp_d do komór *d* i *e*, a następnie przepływa przez szczeliny regulacyjne *f* i *g* do otworów zasilających odbiorniki. Komory czołowe suwaka *h*, *i*, mają połączenie ze szczelinami *b*, *c* za pomocą kanałów *k*, *l* o identycznych wymiarach. Jeśli obciążenia obu cylindrów są takie same, to w komorach *h*, *i* panują jednakowe ciśnienia, a tłoczek zajmuje środkowe położenie. Jeśli w lewym otworze wzrośnie obciążenie, to zwiększy się również ciśnienie w szczelinie *b*, a więc także w komorze *i*. Tłoczek zostanie przemiesz-

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

czony w lewo odsłaniając szczelinę *f* i przysłaniając szczelinę *g*, aby różnice ciśnień między komorami *a-d* oraz *a-e* były znów jednakowe, co jest warunkiem równego rozdziału strumienia.

Jeśli obciążenie któregoś z siłowników osiągnie maksymalną dopuszczalną wartość, np. na skutek tego, że tłok oparł się o denko, to suwak — zajmując skrajne położenie — zamknie również dopływ do drugiego siłownika. Sytuację tę można wykorzystać do wyrównania ewentualnych różnic położenia tłoków w obu cylindrach, jakie na skutek błędu synchronizacji mogłyby zaistnieć w czasie pełnego ich skoku. W tym celu można w pokrywach *4* przewidzieć śruby umożliwiające ograniczenie skoku suwaka tak, aby w skrajnych jego położeniach cylindry nie były odcięte od źródła zasilającego. Rozwiązanie to nie pogarsza dokładności rozdziału strumienia. W obudowie synchronizatora mogą znaleźć się zawory zwrotne zapewniające nieskrępowany przepływ w kierunku przeciwnym do normalnego.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Akumulatory hydrauliczne

7

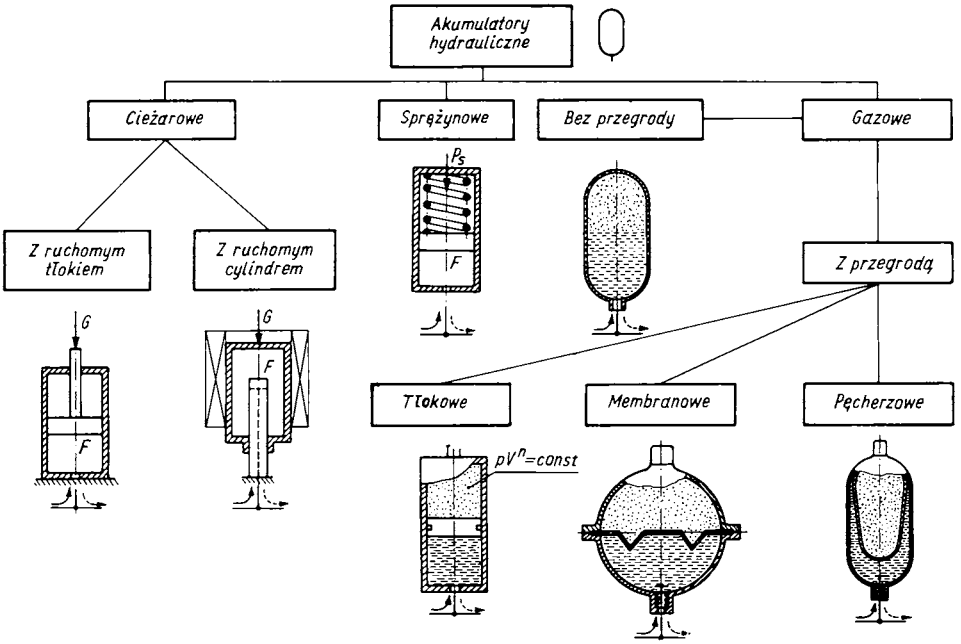
7.1. Zasada działania i systematyka konstrukcji

Akumulatorem hydraulicznym nazywamy zbiornik ciśnieniowy przystosowany do magazynowania energii ciśnienia czynnika roboczego, którą później, zależnie od potrzeb, można wykorzystać w układzie napędowym lub w obwodzie sterującym. Gromadzenie energii odbywa się podczas cyklu ładowania, natomiast jej oddawanie układowi podczas rozładowywania akumulatora.

Ciekły czynnik roboczy jest gromadzony w komorze cieczowej akumulatora pod określonym ciśnieniem, które musi być zrównoważone ciśnieniem sił zewnętrznych, działających najczęściej na ruchomą przegrodę, zamykającą szczelnie komorę cieczową. Zależnie od sposobu działania siły na ściankę zamykającą akumulatory można podzielić na *ciężarowe, sprężynowe i gazowe* (rys. I-272). W akumulatorach ciężarowych zbiornik ciśnieniowy jest wykonany w postaci cylindra hydraulicznego, obciążonego masą. Występują dwie odmiany konstrukcyjne tych akumulatorów: *z ruchomym tłokiem* lub *ruchomym cylindrem.* W akumulatorach sprężynowych tłok jest obciążony odpowiednio zwymiarowaną sprężyną. Ciśnienie czynnika gromadzonego w akumulatorze gazowym jest równoważone ciśnieniem sprężanego gazu. Obie fazy—cieczowa i gazowa — są oddzielone od siebie szczelnie za pomocą ruchomej ścianki, którą może być tłok lub przegroda, wykonana z elastomerów w postaci membrany albo pęcherza. Akumulatorów gazowych bezprzegrodowych, w których fazy gazowa i cieczowa pozostają w bezpośrednim kontakcie, nie stosuje się obecnie w hydraulicznych układach napędowych. Nie można w nich bowiem uniknąć rozpuszczenia się gazu w czynniku roboczym i wszystkich ujemnych tego skutków na pracę układu.

Na rys. I-273 zestawiono charakterystyki wszystkich trzech rodzajów akumulatorów hydraulicznych, uwzględniające zależność ciśnienia czynnika od jego aktualnej objętości V_c. Ciśnienie czynnika w akumulatorach ciężarowych jest niezależne od stopnia wypełnienia cieczą. W akumulatorach sprężynowych (charakterystyka *b* na rys. I-273) ciśnienie zmienia się liniowo ze wzrostem objętości czynnika w komorze cieczowej, zależnej od ugięcia sprężyny. W akumulatorach gazowych ciśnienie cieczy, zgodnie z prawami termodynamiki,

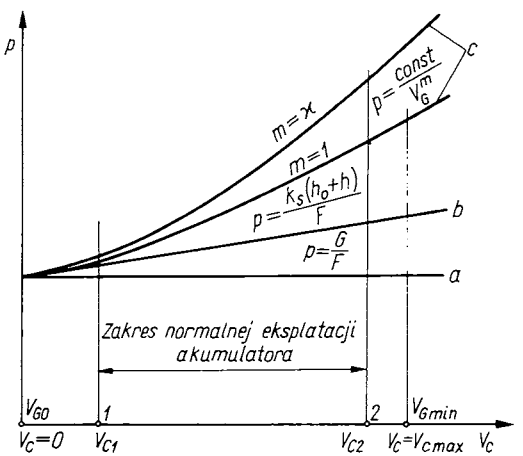
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-272. Systematyka akumulatorów hydraulicznych

zależy od objętości komory gazowej oraz od rodzaju przemiany termodynamicznej. W najogólniejszym przypadku charakterystyka $p = f(V_c)$ będzie określona przemianą politropową i będzie znajdować się w obszarze ograniczonym krzywymi c, z których dolna odnosi się do przemiany izotermicznej ($m = 1$), a górna — do przemiany adiabatycznej ($m = \varkappa$).

Akumulator określa się tzw. *pojemnością nominalną*, podawaną najczęściej w dm^3 i wyrażającą największą objętość czynnika, którą jest w stanie pomieścić komora cieczowa. Normalny zakres eksploatacji akumulatora jest z reguły węższy. W praktyce nie dopuszcza się bowiem zarówno do maksymalnego wypełnienia akumulatora cieczą, jak i do całkowitego jego rozładowania.



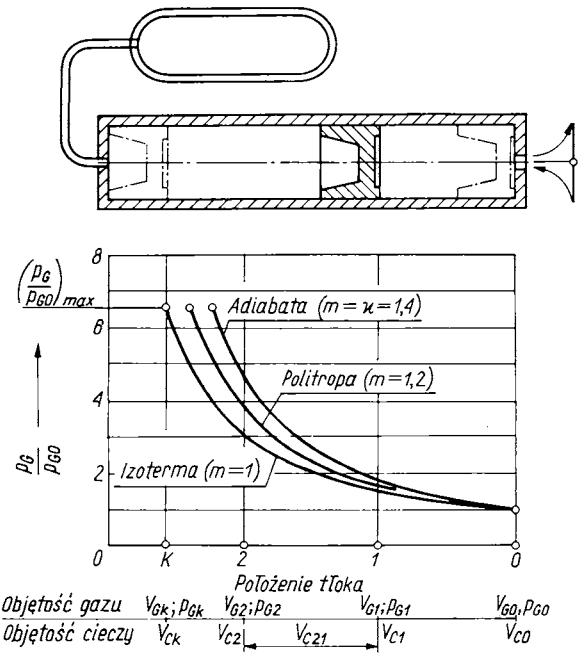
Rys. I-273
Charakterystyki akumulatorów hydraulicznych: *a* — ciężarowego, *b* — sprężynowego, *c* — gazowego

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Na podstawie rys. I-273 można stwierdzić, że akumulatory ciężarowe mają najkorzystniejszą charakterystykę. Mimo to nie znajdują obecnie większego zastosowania, ze względu na masę i wymiary. Można je spotkać jeszcze w układach zasilających prasy hydrauliczne. Mogą być również stosowane w laboratoryjnych układach bezpulsacyjnego zasilania stanowisk do badań elementów hydraulicznych układów napędowych. Akumulatory sprężynowe nie mogą mieć większych pojemności nominalnych. Ograniczenie stanowią wymiary i masa sprężyn. Mogą być stosowane tylko dla niskich ciśnień ($\leqslant 3$ MPa) i pojemności nie większych niż 0,5 dm^3. Dawniej znajdowały zastosowanie w układach sterujących sprzęgłami i hamulcami starszych typów samojezdnych maszyn roboczych. Obecnie w maszynach tych stosuje się prawie wyłącznie akumulatory gazowe, mimo iż odznaczają się największą zmiennością ciśnień, zależną od stopnia napełnienia cieczą. Ich powszechne zastosowanie jest spowodowane małymi wymiarami i masą oraz możliwością uzyskiwania dowolnie dużych pojemności nominalnych. Do napełniania przestrzeni gazowej stosuje się najczęściej azot, ponieważ jest gazem obojętnym chemicznie zarówno w stosunku do materiałów, z których jest wykonany akumulator, jak i w stosunku do olejów, jako czynnika roboczego w układzie hydraulicznym, w którym akumulator jest instalowany.

7.2. Podstawy teoretyczne akumulatora gazowego

Zasadę działania akumulatora gazowego najlepiej można wyjaśnić, omawiając akumulator z przegrodą, oddzielającą przestrzeń gazową od cieczowej, w postaci tłoka (rys. I-274). Przestrzeń gazowa jest wstępnie napełniona gazem o ciężarze



Rys. I-274
Zasada pracy akumulatora gazowego

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

G_G i objętości V_{G0} pod ciśnieniem p_{G0}. Przestrzeń tę można dość dowolnie kształtować, dodając np. dodatkowe butle gazowe. Tłok zajmuje wówczas prawie skrajne położenie w cylindrze. *Ciśnienie wstępnego napełniania gazem* można wyznaczyć z równania stanu

$$p_{G0} V_{G0} = G_G RT \tag{I-504}$$

Jeśli ciśnienie na wejściu do komory cieczowej będzie większe od ciśnienia p_{G0}, to akumulator będzie ładowany. Objętość cieczy, którą przyjmie akumulator, będzie zależeć od ciśnienia po stronie cieczowej. Nie uwzględniając sił tarcia tłoka w cylindrze, można przyjąć, że będzie ono równe ciśnieniu po stronie gazowej. Proces ładowania akumulatora opisuje w najogólniejszym przypadku równanie politropy w postaci

$$p_G V_G^m = p_{G0} V_{G0}^m = p_{G1} V_{G1}^m = p_{G2} V_{G2}^m = \text{const} \tag{I-505}$$

Jeśli proces ładowania będzie zachodził bardzo wolno, to kompresja gazu będzie izotermiczna, a więc wykładnik politropy będzie dążył do $m = 1$. W przypadku szybkiej zmiany objętości wymiana wywiązującego się ciepła będzie utrudniona, a więc przemiana gazowa będzie zachodzić adiabatycznie. Dla gazów dwuatomowych wykładnik politropy przyjmuje wówczas wartość $m = \varkappa = 1{,}4$. Na rys. I-274 naniesione zostały wykresy zmian ciśnienia, w postaci stosunku p_G/p_{G0}, zależnych od położenia tłoka w cylindrze dla przemian: izotermicznej, adiabatycznej oraz politropowej o wykładniku $m = 1{,}2$.

W położeniu *1* tłoka akumulator przyjmie ciecz o objętości

$$V_{C1} = V_{G0} - V_{G1} \tag{I-506}$$

Po podstawieniu V_{G1} wyznaczonego ze związku (I-505) otrzymuje się objętość cieczy, jaką przyjmie akumulator, jeśli tłok przemieści się z położenia 0 w położenie *1*

$$V_{C1} = V_{G0}\left[1 - \left(\frac{p_{G0}}{p_{G1}}\right)^{\frac{1}{m}}\right] \tag{I-506a}$$

Przy dalszym przemieszczaniu tłoka z położenia *1* w położenie *2* objętość czynnika, jaka będzie wprowadzona do akumulatora, wyniesie

$$V_{C21} = V_{G1} - V_{G2} \tag{I-507}$$

Postępując jak poprzednio, uzyskuje się

$$V_{C21} = V_{G0}\left(\frac{p_{G0}}{p_{G1}}\right)^{\frac{1}{m}}\left[1 - \left(\frac{p_{G1}}{p_{G2}}\right)^{\frac{1}{m}}\right] \tag{I-507a}$$

Korzystając z równań (I-506) oraz (I-505), można napisać

$$V_{G1} = V_{G0} - V_{C1} = V_{G0}\left(\frac{p_{G0}}{p_{G1}}\right)^{\frac{1}{m}} \tag{I-508}$$

skąd po przekształceniach można wyznaczyć ciśnienie w części gazowej, po przemieszczeniu tłoka z położenia 0 w położenie *1*

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

$$p_{G1} = \frac{p_{G0} V_{G0}^m}{(V_{G0} - V_{C1})^m} \tag{I-508a}$$

Przy dalszym przemieszczeniu się tłoka w położenie *2* ciśnienie w przestrzeni gazowej wyniesie

$$p_{G2} = \frac{p_{G0} V_{G0}^m}{\left[V_{G0} \left(\frac{p_{G0}}{p_{G1}} \right)^{\frac{1}{m}} - V_{C21} \right]^m} \tag{I-508b}$$

Wszystkie wyprowadzone równania są ważne zarówno dla kompresji występującej podczas ładowania, jak i ekspansji związanej z procesem rozładowania akumulatora. Wykładnik politropy może przyjmować różne wartości, zależnie od warunków eksploatacji akumulatora w układzie. Ciśnienia, jakimi operuje się w obliczeniach, są ciśnieniami absolutnymi, jak zawsze w obliczeniach termodynamicznych. *Ciśnienie po stronie cieczowej*, uwzględniając ciśnienie niezbędne do pokonania tarcia tłoka w cylindrze p_t

$$p_C = p_G \pm p_t$$

przy czym znak plus należy przyjmować dla fazy ładowania, a minus — dla rozładowywania akumulatora.

W czasie kompresji politropowej gazu występuje wzrost jego temperatury. Zjawisko to nie jest korzystne z dwóch powodów, pogarsza sprawność akumulatora oraz przyspiesza starzenie się membran i pęcherzy wykonywanych z elastomerów. *Przyrost temperatury w czasie kompresji politropowej* przy przechodzeniu ze stanu *1* w stan *2* (rys. I-274) określa się związkiem

$$\Delta T = T_{G1} \left[\left(\frac{p_{G2}}{p_{G1}} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \tag{I-509}$$

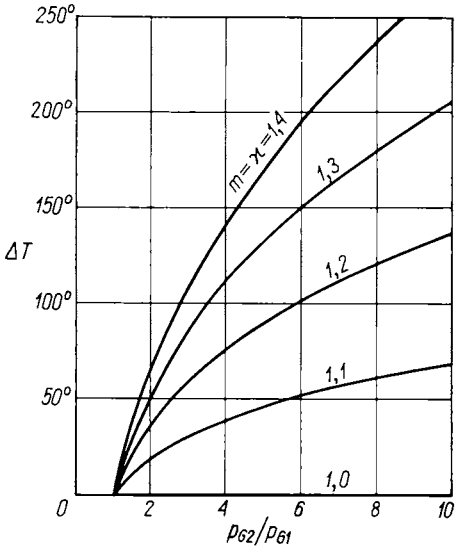
Interpretacją graficzną tego wzoru, dla różnych wartości wykładnika politropy oraz przy założeniu temperatury początkowej gazu, równej temperaturze otoczenia ($T_{G1} = 293°K$), są wykresy na rys. I-275.

Na rys. I-276 przedstawiono interpretację graficzną procesu ładowania akumulatora o pojemności nominalnej V_{G0}, wypełnionego gazem pod ciśnieniem p_{G0}. Dla układu współrzędnych p_G, V_G przyjęto podziałki logarytmiczne, w wyniku czego obrazem wszystkich przemian politropowych są proste.

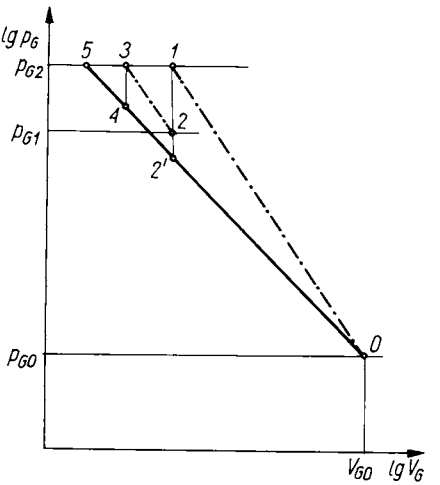
Akumulatory współpracują zawsze z automatycznie działającymi urządzeniami przełączającymi, służącymi do odłączenia pompy ładującej po osiągnięciu w akumulatorze maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia p_{G2} lub włączenia jej w obieg, jeśli ciśnienie to zmaleje poniżej założonej wartości p_{G1}.

W normalnych warunkach napełnianie akumulatora cieczą — zaczynając od stanu 0 (p_{G0}; V_{G0}) — jest związane z kompresją politropową gazu, której obrazem jest prosta 0 — *1* o tangensie kąta nachylenia równym wykładnikowi politropy, przyjmującym wartości $1 < m \leqslant \varkappa$. Po osiągnięciu ciśnienia p_{G2} (punkt *1* na rys. I-276) proces napełnienia cieczą jest przerwany. Nagrzany podczas kompresji gaz doznaje schłodzenia, w wyniku czego spada jego ciśnienie. Jest to typowa przemiana izochoryczna, której przebieg w przyjętym układzie

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-275. Zależność przyrostu temperatury gazu od stopnia sprężania (p_{G2}/p_{G1}) przy różnych wartościach wykładnika politropy m



Rys. I-276. Proces ładowania akumulatora

obrazuje prosta *1*—*2'*. Jeśli ciśnienie gazu w czasie tej przemiany osiągnie wartość p_{G1}, to automatycznie włączy się do obiegu pompa i spowoduje doładowanie politropowe akumulatora zgodnie z cyklem *2*—*3*. Na skutek schłodzenia izochorycznego będzie osiągnięty punkt *4*, leżący na izotermie 0—*5*. Ponieważ odpowiadające temu stanowi ciśnienie jest większe od p_{G1}, więc będzie ono zatem ciśnieniem określającym stan wyjściowy pracy akumulatora jako źródła energii. Gdyby napełnienie akumulatora cieczą odbywało się z nieskończenie małą prędkością, a więc sprężanie gazu zachodziłoby izotermicznie, wówczas stan wyjściowy pracy akumulatora charakteryzowałby współrzędne punktu *5*.

Spadek ciśnienia, jaki będzie miał miejsce przy schładzaniu izochorycznym, politropowo sprężonego gazu podczas napełniania akumulatora, można wyznaczyć korzystając z rys. I-277. Między punktami *1* i *2* zachodzi sprężanie politropowe, a przemiana *2*—*2'* odpowiada schładzaniu izochorycznemu, do temperatury początkowej T_{G1}. *Spadek ciśnienia w przemianie izochorycznej*

$$\Delta p_G = p_{G2} - p'_{G2}$$

Ponieważ punkty *2'* i *1* leżą na tej samej izotermie T_{G1}, więc

$$p'_{G2} = p_{G2}\frac{T_{G1}}{T_{G2}} = p_{G2}\left(\frac{p_{G1}}{p_{G2}}\right)^{\frac{m-1}{m}}$$

czyli

$$\Delta p_G = p_{G2}\left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_{G2}}{p_{G1}}\right)^{\frac{m-1}{m}}}\right] \qquad \text{(I-510)}$$

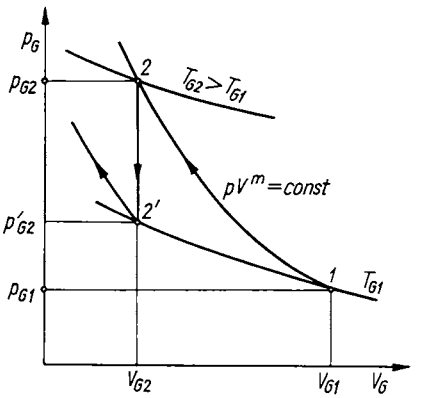
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Ilustracją graficzną tego równania w postaci bezwymiarowej dla różnych wartości wykładnika m są wykresy na rys. I-278.

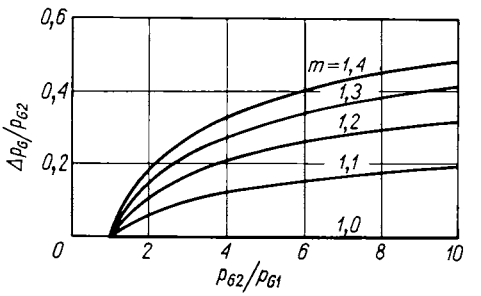
W czasie schładzania izochorycznego należy odprowadzić do otoczenia ciepło

$$Q_{2-2'} = c_v G_G T_{G1}\left[\left(\frac{p_{G2}}{p_{G1}}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1\right] \tag{I-511}$$

gdzie: c_v — ciepło właściwe gazu przemiany izochorycznej, G_G — ciężar gazu znajdującego się w akumulatorze.



Rys. I-277. Ładowanie politropowe i schładzanie izochoryczne akumulatora



Rys. I-278. Spadek ciśnienia przy schładzaniu izotermicznym gazu sprężanego politropowo w zależności od stopnia sprężania

W czasie kompresji politropowej (przemiana *1—2*) jest odprowadzane również ciepło; można je obliczyć ze wzoru

$$Q_{1-2} = c_v \frac{\varkappa - m}{m-1} G_G T_{G1}\left[\left(\frac{p_{G2}}{p_{G1}}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1\right] \tag{I-512}$$

Praca, jaką musi wykonać pompa w czasie politropowego ładowania akumulatora ze stanu *1* w stan *2*, jest więc sumą energii wg wzorów (I-511) i (I-512)

$$L_m = Q_{1-2} + Q_{2-2'} = c_v \frac{\varkappa - 1}{m-1} G_G T_{G1}\left[\left(\frac{p_{G2}}{p_{G1}}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1\right] \tag{I-513}$$

Jeśli ładowanie akumulatora zachodziłoby izotermicznie, to pracę kompresji, jaką wykonać musi pompa przy przechodzeniu akumulatora ze stanu *1* w stan *2*, można wyznaczyć ze znanego w termodynamice wzoru

$$L_{(m=1)} = c_v G_G (\varkappa - 1) T_{G1} \ln \frac{p_{G2}}{p_{G1}} \tag{I-514}$$

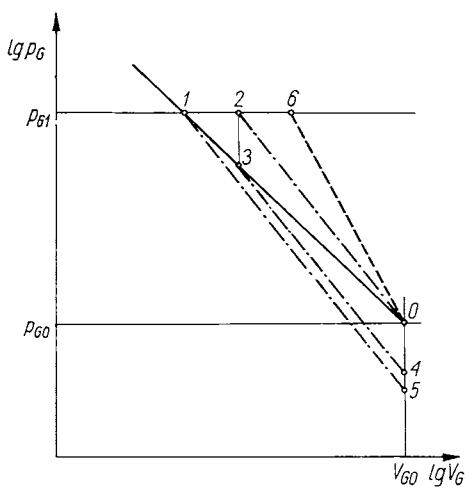
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

7.3. Praca akumulatora w układzie

W czasie normalnej eksploatacji akumulator jest okresowo ładowany i rozładowywany. Procesy te mogą zachodzić z różną szybkością, a więc wg politropy o różnych wartościach wykładnika m. W tabl. I-11 zestawiono wybrane cykle eksploatacji akumulatora gazowego, zilustrowane wykresami w układzie współrzędnych (p_G, V_G) o podziałce logarytmicznej, przedstawionymi na rys. I-279. Stan wyjściowy pracy akumulatora wyznaczają współrzędne p_{G0} i V_{G0}, odnoszące się do gazu, którym jest wypełniony akumulator. Cykl A, w którym zarówno

Tablica I-11. Wybrane cykle eksploatacji akumulatora

Cykl	Kompresja	Chłodzenie	Ekspansja	Przebieg na rys. II-279
A	izotermiczna	—	izotermiczna	0-1-0
B	izotermiczna	—	politropowa	0-1-5-0
C	adiabatyczna	nie	adiabatyczna	0-6-0
D	politropowa	tak	politropowa	0-2-3-4-0
E	politropowa	tak	izotermiczna	0-2-3-0



Rys. I-279
Cykle pracy akumulatora w układzie p_G, V_G

kompresja, jak i ekspansja zachodzą izotermicznie, jest w normalnych warunkach niemożliwy do zrealizowania. Ponieważ nie występują w nim straty energetyczne, więc można go przyjąć jako podstawowy cykl porównawczy do analizy wszystkich pozostałych cykli. Również cykl B jest w normalnych warunkach mało prawdopodobny. Praktyczne znaczenie mogą mieć zatem tylko cykle C, D, E. Cykl C ma miejsce wówczas, gdy ładowanie akumulatora odbywa się bardzo szybko i natychmiast potem następuje szybkie jego rozładowanie. W cyklu D po kompresji wg przemiany politropowej następuje schładzanie

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

izochoryczne do temperatury otoczenia a związany z tym spadek ciśnienia, jest obliczany ze wzoru (I-510) jako

$$\Delta p_G = p_{G1}\left[1-\left(\frac{p_{G0}}{p_{G1}}\right)^{\frac{m-1}{m}}\right]$$

Rozładowanie akumulatora w tym cyklu odbywa się również politropowo. Ciśnienie podczas tej przemiany może osiągnąć wartość niższą niż wartość ciśnienia p_{G0}. Jeśli nie nastąpi natychmiastowe doładowanie akumulatora, to po określonym czasie — kosztem ciepła pobranego z otoczenia — nastąpi wzrost ciśnienia gazu do wartości wyjściowej p_{G0}. Cykl D występuje w przeciętnych warunkach eksploatacji akumulatora gazowego. Cykl E można przyjąć jako typowy w akumulatorach, których zadaniem jest uzupełnianie strat objętościowych w układzie. Rozładowanie akumulatora jest wówczas bardzo wolne, a więc ekspansja może się odbywać w sposób zbliżony do przemiany izotermicznej.

Pojęcie *stopnia wykorzystania pojemności akumulatora* φ w dowolnej przemianie politropowej można wprowadzić, korzystając z równania (I-506a)

$$\varphi = \frac{V_{C1}}{V_{G0}} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_{G1}}{p_{G0}}\right)^{\frac{1}{m}}} \tag{I-515}$$

Z równania tego można wyznaczyć *stosunek ciśnień*, jaki musi być zachowany, jeśli chce się uzyskać założony stopień wykorzystania pojemności akumulatora

$$\pi_{10} = \frac{p_{G1}}{p_{G0}} = \frac{1}{(1-\varphi)^m} \tag{I-515a}$$

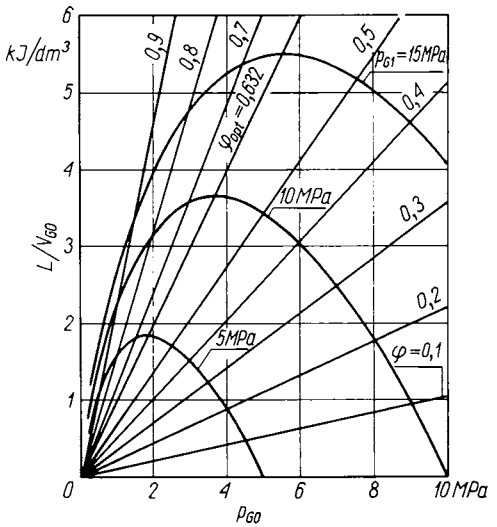
Wzór ten służy do obliczenia ciśnienia p_{G1} naładowania akumulatora cieczą w czasie politropowego sprężania przy ustalonym ciśnieniu napełniania gazem p_{G0}.

Rozpatrzono dla przykładu cykl A pracy akumulatora, stanowiący układ odniesienia dla wszystkich pozostałych cykli roboczych, jakie mogą występować podczas jego eksploatacji. Pominięto przy tym straty tarcia przegrody oddzielającej przestrzeń gazową od cieczowej. Pracę ładowania akumulatora cieczą w czasie kompresji izotermicznej między punktami 0 (p_{G0}; V_{G0}) i *1* (p_{G1}; V_{G1}), odniesioną do jednostki objętości gazu V_{G0}, można wyznaczyć — po uwzględnieniu równania stanu gazów (I-504) — ze wzoru (I-514) jako

$$\frac{L_t}{V_{G0}} = p_{G0}\ln\frac{p_{G1}}{p_{G0}} = p_{G0}\ln\pi_{10} \tag{I-516}$$

Ilustracją graficzną tej zależności jako funkcji ciśnienia p_{G0}, dla różnych wartości ciśnienia p_{G1} naładowania akumulatora cieczą jako parametru, są wykresy na rys. I-280. Położenie najwyższych punktów krzywych można wyznaczyć, różniczkując wyrażenie (I-516) względem ciśnienia p_{G0} i przyrówn-

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-280
Zależność jednostkowej pracy akumulatora podczas przemiany izotermicznej od ciśnienia napełniania gazem

jąc pochodną do zera. Po wykonaniu tych działań otrzymuje się optymalny stosunek ciśnień $\pi_{10\,opt}$

$$\pi_{10\,opt} = \left(\frac{p_{G1}}{p_{G0}}\right)_{opt} = e \tag{I-517}$$

gdzie e jest podstawą logarytmów naturalnych.

Po podstawieniu wzoru (I-517) do zależności (I-515a) oraz po przyjęciu dla przemiany izotermicznej wykładnika $m = 1$ otrzymuje się *optymalny stopień wykorzystania pojemności akumulatora*

$$\varphi_{opt} = 1 - \frac{1}{e} \approx 0{,}632$$

Na rys. I-280 naniesiono proste $\varphi = \text{const}$, o wartościach od 0,1 do 0,9, wyznaczone z równania (I-516) po podstawieniu π_{10} wg wzoru (I-515a) i dla $m = 1$. Maksima krzywych leżą na prostej $\varphi_{opt} = 0{,}632$, wyznaczającej największe wartości stopnia wykorzystania pojemności akumulatora przy założonym maksymalnym ciśnieniu p_{G1} napełnienia cieczą. Ciśnienie to jest w cyklu A równe początkowemu ciśnieniu rozładowania akumulatora.

Praca użyteczna akumulatora podczas jego rozładowania jest dla przemiany izotermicznej równa pracy kompresji wg zależności (I-516). Maksymalna wartość pracy wystąpi dla $\pi_{10\,opt} = e$, a więc

$$L_u = p_{G0} V_{G0} \ln \pi_{10\,opt} = p_{G0} V_{G0} \tag{I-518}$$

Sprawność cyklu

$$\eta = 1 - \frac{L_t}{L} \tag{I-519}$$

przy czym L_t jest *pracą tarcia przegrody*, opisaną wzorem

$$L_t = \int_0^1 p_t \mathrm{d}V \tag{I-520}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Tablica I-12. Zestawienie zależności dla cykli roboczych wg tabl. I-11 akumulatora gazowego, pracującego przy stosunku ciśnień $\pi_{10} = \frac{p_{G1}}{p_{G0}}$, napełnionego gazem o objętości V_{G0} i przy ciśnieniu p_{G0} [49]

Cykl	Stopień wykorzystania pojemności $\varphi = \frac{V_{G1}}{V_{G0}}$	Ciśnienie początkowe rozładowywania	Jednostkowa praca ładowania $\frac{L_t}{V_{G0}}$	Jednostkowa praca użyteczna $\frac{L_u}{V_{G0}}$	Sprawność cyklu $\eta = \frac{L_t}{L_u}$	Warunki optymalnej eksploatacji		
						π_{10opt}	φ_{opt}	$L_{u\,max}$
A 0-*1*-0	$1-\frac{1}{\pi_{10}}$	p_{G1}	$p_{G0}\ln\pi_{10}$	$p_{G0}\ln\pi_{10}$	1	e	$1-\frac{1}{e}$	$p_{G0}V_{G0}$
B 0-*1*-5-0				$\frac{p_{G0}}{m-1}\left(1-\frac{1}{\pi_{10}^{m-1}}\right)$	$\frac{1-\frac{1}{\pi_{10}^{m-1}}}{(m-1)\ln\pi_{10}}$	$m^{\frac{1}{m-1}}$	$1-\frac{1}{m^{\frac{1}{m-1}}}$	$\frac{p_{G0}V_{G0}}{m}$
C -0-6-0	$1-\frac{1}{\pi_{10}^{\frac{1}{\varkappa}}}$	$\frac{p_{G1}}{\pi_{10}^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}}$	$\frac{p_{G0}}{\varkappa-1}\left(\pi_{10}^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}-1\right)$		1	$\varkappa^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}}$	$1-\frac{1}{\varkappa^{\frac{1}{\varkappa-1}}}$	$p_{G0}V_{G0}$
D 0-*2*-*3*-*4*-0	$1-\frac{1}{\pi_{10}^{\frac{1}{m}}}$	$\frac{p_{G1}}{\pi_{10}^{\frac{m-1}{m}}}$	$\frac{p_{G0}}{m-1}\left(\pi_{10}^{\frac{m-1}{m}}-1\right)$	$\frac{p_{G0}}{m-1}\left(1-\frac{1}{\pi_{10}^{\frac{m-1}{m}}}\right)$	$\frac{1}{\pi_{10}^{\frac{m-1}{m}}}$	$\left(2-\frac{1}{m}\right)^{\frac{m}{m-1}}$	$1-\frac{1}{\left(2-\frac{1}{m}\right)^{\frac{1}{m-1}}}$	$\frac{p_{G0}V_{G0}}{2m-1}$
E 0-*2*-*3*-0				$\frac{p_{G0}}{m}\ln\pi_{10}$	$\frac{(m-1)\ln\pi_{10}}{m(\pi_{10}^{\frac{m-1}{m}}-1)}$	e	$1-\frac{1}{e^{\frac{1}{m}}}$	$\frac{p_{G0}V_{G0}}{m}$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Jeśli praca tarcia będzie pominięta, to sprawność cyklu przyjmuje wartość $\eta = 1$.

Obliczenia podobne, jak dla cyklu A, można wykonać dla wszystkich pozostałych cykli zestawionych w tabl. I-11. Wyniki tych obliczeń zestawiono w tabl. I-12.

Podczas pierwszego ładowania akumulatora od ciśnienia p_{G0} do ciśnienia p_{G1} pompa o wydajności rzeczywistej Q_g wprowadzi do niego w czasie t, czynnik roboczy o objętości

$$V_{C1} = Q_g t \tag{I-521}$$

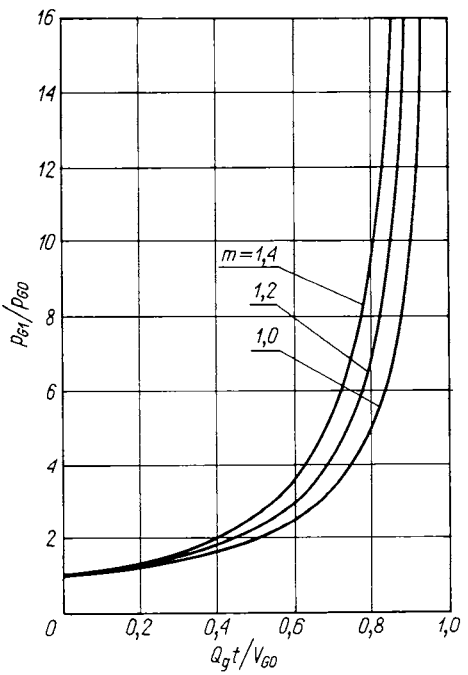
Po podstawieniu tej wartości do równania (I-508a) otrzymuje się wartość ciśnienia p_{G1}, która wystąpi w wyniku kompresji politropowej gazu

$$p_{G1} = \frac{p_{G0} V_{G0}^m}{(V_{G0} - Q_g t)^m} \tag{I-522}$$

skąd

$$\frac{p_{G1}}{p_{G0}} = \frac{1}{\left(1 - \frac{Q_g t}{V_{G0}}\right)^m} \tag{I-522a}$$

Ilustracją graficzną tego równania są krzywe dla trzech wartości wykładnika politropy (rys. I-281). Na podstawie wykresu można stwierdzić, że różnice wartości p_{G1}/p_{G0} dla różnych wartości wykładnika politropy są w początkowej fazie ładowania (dla małych wartości $Q_g t/V_{G0}$) stosunkowo niewielkie i wzrastają znacząco dopiero dla wartości $Q_g t/V_{G0} > 0{,}5$.



Rys. I-281
Zależność wzrostu ciśnienia w czasie pierwszego ładowania akumulatora od stosunku $Q_g t/V_{G0}$ dla różnych wartości wykładnika politropy

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Różniczkując p_{G1} względem czasu, otrzymuje się prędkość wzrostu ciśnienia podczas ładowania akumulatora cieczą

$$\frac{\mathrm{d}p_{G1}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}p_{G1}}{\mathrm{d}V_{C1}} \frac{\mathrm{d}V_{C1}}{\mathrm{d}t} \tag{I-523}$$

Pochodną ciśnienia względem objętości przestrzeni cieczowej V_{c1} najwygodniej wyznacza się ze wzoru (I-508a) jako

$$\frac{\mathrm{d}p_{G1}}{\mathrm{d}V_{C1}} = \frac{mp_{G1}^{\frac{m+1}{m}}}{V_{G0}p_{G0}^{\frac{1}{m}}} \tag{I-524}$$

W celu wyznaczenia pochodnej $\mathrm{d}V_{C1}/\mathrm{d}t$ należy wykorzystać charakterystyki pompy. Jeżeli przyjmuje się, że $Q = \mathrm{f}(p)$ (patrz rys. I-26b) ma przebieg liniowy w obszarze dopuszczalnych obciążeń pompy, to można napisać

$$Q_g = Q_{gt} - \sigma p_{G1} \tag{I-525}$$

przy czym σ jest *współczynnikiem kierunkowym charakterystyki*, definiowanym jako

$$\sigma = \frac{\Delta Q}{p_{C1}} = \frac{Q_{gt}(1-\eta_v)}{p_{C1}} \tag{I-526}$$

a p_{C1} ciśnieniem w przestrzeni cieczowej akumulatora. Różniczkując wyrażenie (I-521), po podstawieniu do niego wzoru (I-525), otrzymuje się

$$\frac{\mathrm{d}V_{C1}}{\mathrm{d}t} = Q_{gt} - \sigma p_{C1} \tag{I-527}$$

Po podstawieniu wyrażeń (I-524) i (I-527) do wzoru (I-523), otrzymuje się wzór na *prędkość wzrostu ciśnienia podczas ładowania akumulatora*

$$\frac{\mathrm{d}p_{G1}}{\mathrm{d}t} = \frac{mp_{G1}^{\frac{m+1}{m}}}{V_{G0}p_{G0}^{\frac{1}{m}}}(Q_{gt} - \sigma p_{C1}) \tag{I-528}$$

Przy założeniu, że tarcie przegrody oddzielającej część cieczową od gazowej jest pomijalnie małe (akumulatory pęcherzowe i membranowe), można przyjąć $p_{G1} = p_{C1}$.

Akumulatory gazowe nie mają korzystnych charakterystyk. Zmiana ciśnienia podczas rozładowania akumulatora, jak widać na rys. I-273, jest duża. Oznacza to, że jeśli nie dopuszcza się do przekroczenia wartości narzuconych warunkami pracy zasilanego układu, to odbierana z niego objętość $V_{C10} = \Delta V$ jest bardzo mała w stosunku do pojemności nominalnej V_{G0}. W celu osiągnięcia większych objętości użytecznych należy zatem stosować akumulatory o znacznej pojemności lub łączyć równolegle kilka mniejszych akumulatorów. Innym znacznie dogodniejszym zabiegiem jest stosowanie akumulatora z dodatkową butlą gazową, jak przedstawiono to schematycznie na rys. I-274.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Jeśli założyć, że objętość dodatkowej butli gazowej jest wielokrotnie większa od pojemności akumulatora, to objętość przestrzeni gazowej układu akumulator-butla, po wypełnieniu gazem do ciśnienia p_{G0}, wyniesie $(w+1)V_{G0}$. Objętość użyteczna między punktami *1* i 0 wynosi wówczas

$$\Delta V = V_{C10} = (w+1)V_{G0} - V_{G1} \tag{I-529}$$

Objętość przestrzeni gazowej przy ciśnieniu p_{G1} w punkcie *1* można wyznaczyć, korzystając z równania politropy (I-505)

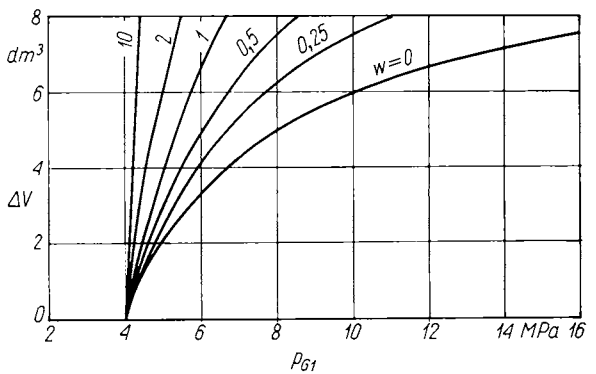
$$V_{G1} = (w+1)V_{G0}\left(\frac{p_{G0}}{p_{G1}}\right)^{\frac{1}{m}}$$

Po podstawieniu do równania (I-529) uzyskuje się

$$\Delta V = (w+1)\,V_{G0}\left[1 - \left(\frac{p_{G0}}{p_{G1}}\right)^{\frac{1}{m}}\right] \tag{I-530}$$

Jeśli rozładowanie akumulatora będzie odbywać się izotermicznie, to wzór ten przyjmie postać

$$\Delta V = (w+1)\,V_{G0}\left(1 - \frac{p_{G0}}{p_{G1}}\right) \tag{I-530a}$$



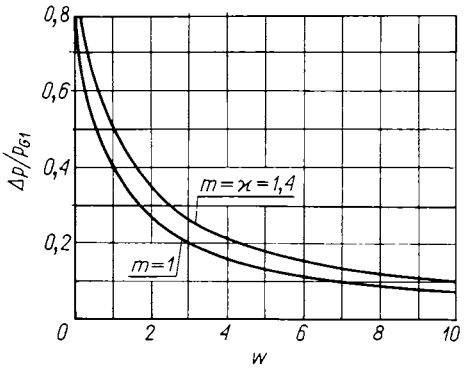
Rys. I-282. Zależność objętości użytecznej akumulatora z dodatkową butlą gazową od ciśnienia p_{G1}, dla różnych krotności w objętości butli gazowej

Na rys. I-282 zilustrowano graficznie zależność (I-530a), zakładając akumulator o pojemności $V_{G0} = 10$ dm^3, naładowany wstępnie gazem do ciśnienia $p_{G0} = 4$ MPa. Z wykresu wynika, że ze wzrostem objętości butli gazowej — wyrażanej krotnością w stosunku do objętości akumulatora — maleje różnica ciśnień $(p_{G1} - p_{G0})$. Dla bardzo dużej objętości dodatkowej butli różnica ta może być zminimalizowana.

Podczas rozładowania akumulatora przy pobieraniu objętości użytecznej ΔV wystąpi w nim spadek ciśnienia

$$\Delta p = p_{G1} - p_{G0}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-283
Zależność względnego spadku ciśnienia w akumulatorze z butlą gazową od jej objętości, wyrażonej krotnością w pojemności akumulatora

Po podstawieniu wyznaczonej z równania (I-530) wartości p_{G0} otrzymuje się *spadek ciśnienia w akumulatorze*

$$\Delta p = p_{G1}\left\{1-\left[1-\frac{\Delta V}{(w+1)\,V_{G0}}\right]^{m}\right\} \tag{I-531}$$

Przy rozładowaniu izotermicznym zależność ta przyjmuje postać

$$\Delta p = p_{G1}\frac{\Delta V}{(w+1)\,V_{G0}} \tag{I-531a}$$

Interpretacją graficzną tych równań w postaci bezwymiarowej, przy założeniu stopnia wykorzystania pojemności akumulatora $\varphi = 0{,}8$, są krzywe wykresu na rys. I-283.

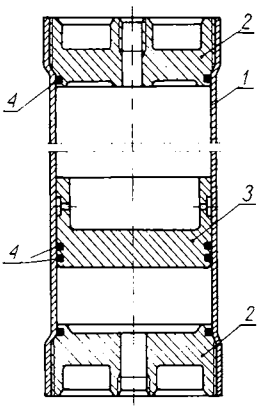
7.4. Przykłady konstrukcji

7.4.1. Akumulatory tłokowe

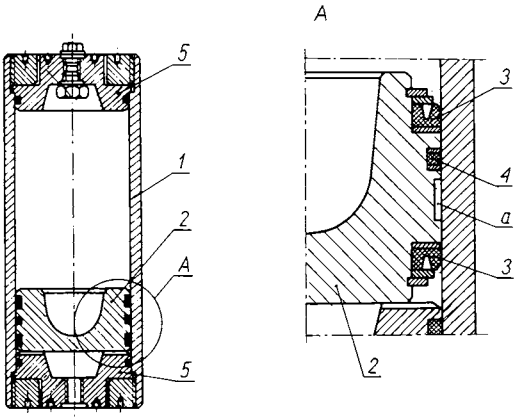
Akumulatory tłokowe mogą pracować przy dowolnie wysokich ciśnieniach. Decydujące znaczenie dla poprawności i niezawodności ich działania mają uszczelnienia tłoka w cylindrze, służące do absolutnie szczelnego oddzielenia obu przestrzeni akumulatora przy możliwie najmniejszym tarciu tłoka w cylindrze. Oba te wymagania wyłączają się wzajemnie, ponieważ zwiększenie szczelności pogarsza warunki smarowania i powoduje wzrost tarcia na współpracujących powierzchniach. Jeżeli zastosuje się konwencjonalne uszczelnienia za pomocą pierścieni samouszczelniających, to trzeba pójść na kompromis, a więc dopuścić kroplowe przecieki w celu poprawienia warunków smarowania. Inną trudnością w uszczelnieniu tłoka akumulatorowego za pomocą pierścieni samouszczelniających sprawia równość ciśnień po obu stronach węzła uszczelniającego. Pierścienie uszczelniające muszą być więc montowane w rowku z dużym zaciskiem wstępnym. Ciśnienie Δp_t, niezbędne do pokonania sił tarcia, jest zatem stosunkowo duże przy niskich ciśnieniach roboczych akumulatora.

Na rys. I-284 przedstawiono schemat konstrukcji akumulatora tłokowego. W dokładnie obrobionym wewnątrz cylindrze *1* pracuje tłok *3*, oddzielający

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-284. Schemat konstrukcji akumulatora tłokowego; *1* — cylinder, *2* — denko, *3* — tłok, *4* — pierścień uszczelniający



Rys. I-285. Akumulator tłokowy; *1* — cylinder, *2* — tłok, *3*, *4* — pierścień uszczelniający, *5* — denko

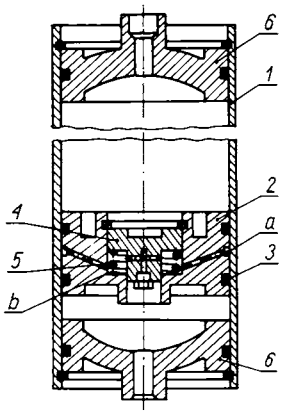
przestrzeń gazową od cieczowej. Wybranie tłoka, wykonywanego często ze stopów lekkich, znajduje się po stronie gazowej w celu zwiększenia jej objętości. Cylinder zamykają szczelnie z obu stron denka. W denku dolnym znajduje się otwór, za pomocą którego przestrzeń cieczowa jest łączona z układem hydraulicznym, natomiast w górnym montuje się szczelny zawór służący do ładowania akumulatora gazem.

Na rys. I-285 przedstawiono przykład konstrukcji tłoka uszczelnianego pierścieniami samouszczelniającymi rowkowymi *3*. Tłok ma na obwodzie wytoczenie *a*, spełniające rolę zasobnika oleju do smarowania współpracujących powierzchni oraz równoważące siły promieniowe działające na tłok. Zadaniem pierścienia samouszczelniającego *4*, znajdującego się nad wytoczeniem *a*, jest niedopuszczenie do przedostawania się oleju do przestrzeni gazowej oraz poprawienie szczelności przestrzeni gazowej w stanie pełnego rozładowania akumulatora. W wielu rozwiązaniach dodatkowy pierścień o przekroju kołowym *4* stosuje się także poniżej wytoczenia *a*.

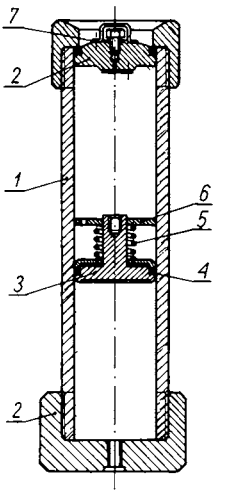
W tłoku *2* z tzw. *zamknięciem hydraulicznym* (rys. I-286) pracuje dodatkowy tłoczek różnicowy *4*, utrzymywany w skrajnym położeniu sprężyną *5*. Ciecz wypełniająca komorę *b* otworami promieniowymi dostaje się do obwodowego wytoczenia *a*. Konstrukcja ta ma przede wszystkim zapobiec stratom gazu w stanie zupełnego rozładowania akumulatora, kiedy po stronie cieczowej ciśnienie spada do zera. Tłoczek różnicowy utrzymuje bowiem w przestrzeni *a* ciśnienie wyższe od ciśnienia p_{G0}, zwiększając efekt samouszczelniania pierścieni *3*.

Inne rozwiązanie uszczelnienia tłoka ma akumulator francuskiej firmy ETNA (rys. I-287). Tłok *3* składa się z dwóch części ściskanych sprężyną *5* o nastawnym nacisku wstępnym. Elastomerowa uszczelka *4*, znajdująca się między elementami tłoka, doznaje odkształcenia przylegając do ścianki cylindra tym bardziej, im większe ciśnienie panuje w akumulatorze. Sposób, w jaki pracuje to uszczelnienie sprawia, że odkształcenia sprężyste cylindra nie zmniejszają szczelności, jak miało to miejsce w rozwiązaniach poprzednich. W denku górnym

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



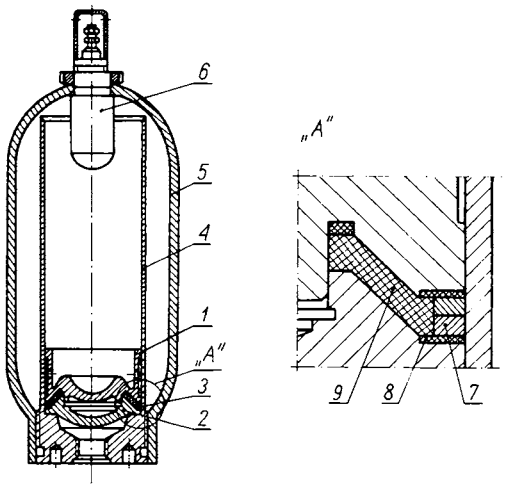
Rys. I-286. Akumulator tłokowy z zamknięciem hydraulicznym; *1* — cylinder, *2* — tłok, *3* — pierścień uszczelniający, *4* — tłoczek różnicowy, *5* — sprężyna, *6* — denko



Rys. I-287. Akumulator gazowy z tłokiem dzielonym; *1* — cylinder, *2* — denko, *3* — tłok, *4* — pierścień uszczelniający, *5* — sprężyna, *6* — tarcza oporowa, *7* — zawór zwrotny

akumulatora znajduje się bardzo szczelny zawór zwrotny, służący do napełniania akumulatora gazem. Akumulatory tej konstrukcji są przystosowane do pracy przy ciśnieniach do 35 MPa. Pojemności nominalne są stopniowane od 1 do kilkudziesięciu dm^3.

W konstrukcji akumulatora wg rys. I-288 tłok pracuje w cylindrze *4*, wbudowanym do większej butli gazowej *5*. Jest zrozumiałe, że współczynnik pojemności takiego akumulatora jest mniejszy i nie przekracza 0,5. Akumulator może być więc uważany za akumulator z dodatkową butlą gazową o krotności *w*, wynikającej ze stosunku objętości butli do pojemności cylindra. Cylinder cieczowy ma bardzo cienką ściankę, ponieważ nie jest obciążony ciśnieniem. Ciśnienia wewnątrz i zewnątrz cylindra są jednakowe. Luz, z jakim pracuje tłok w cylindrze, pozostaje stały — niezależnie od ciśnienia pracy akumulatora. U-



Rys. I-288
Akumulator gazowy firmy ALFRED TEVES (RFN); *1*, *2* — tłok, *3* — uszczelnienie wieloelementowe, *4* — cylinder, *5* — butla gazowa, *6* — zawór do napełniania akumulatora gazem wraz z odbojem tłoka, *7* — pierścień samouszczelniający, *8* — pierścień podporowy, *9* — uszczelka stożkowa

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

szczelnienie tłoka jest wieloelementowe (szczegół *A*) i obejmuje pierścień samouszczelniający, a także samosmarujący *7*, pierścienie podporowe *8* wykonane z polifluoroetylenu oraz elastyczną uszczelkę stożkową *9*, dociskającą pierścień *7* do gładzi cylindrowej. Uszczelnienie to służy do znacznego zmniejszenia tarcia na współpracujących powierzchniach, przy zachowaniu zasady prostej proporcjonalności tarcia do ciśnienia pracy oraz zapewnia całkowitą szczelność tłoka w cylindrze.

W akumulatorach tłokowych stosuje się czasem urządzenia hamujące dobieg tłoka w skrajnym dolnym położeniu, przy całkowitym rozładowaniu akumulatora. Rozwiązania konstrukcyjne są podobne do tych, jakie przedstawiono na rys. I-178a, b. Cylindry i butle akumulatorów tłokowych wykonuje się zwykle ze stali. W lotnictwie oraz w budowie pojazdów kosmicznych stosuje się lekkie stopy tytanowe.

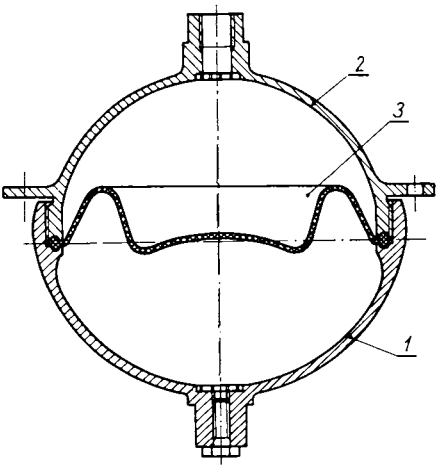
7.4.2. Akumulatory z elastyczną przegrodą

Do *akumulatorów z przegrodą elastyczną* oddzielającą przestrzeń gazową od cieczowej należą *akumulatory membranowe* i *pęcherzowe*. Przegroda jest wykonana z elastomerów. Wytrzymałość tych materiałów sprawia, że dopuszczalny stosunek ciśnień $\pi_{10} = p_{G1}/p_{G0}$ jest ograniczony i nie przekracza 10 w akumulatorach membranowych i 4 — w akumulatorach pęcherzowych. Podstawową zaletą akumulatorów z elastyczną przegrodą są znikomo małe różnice ciśnień w komorach gazowej i cieczowej. Akumulatory te są bowiem pozbawione wzajemnie trących po sobie części, a praca odkształcenia przegrody jest pomijalnie mała. Materiał przegrody nie może być porowaty; musi uniemożliwić dyfuzję gazu do przestrzeni cieczowej, ponieważ dyfuzja gazu mogłaby spowodować systematyczny spadek ciśnienia p_{G0} podczas eksploatacji akumulatora. O niezawodności i trwałości akumulatora decyduje trwałość przegrody, zależna przede wszystkim od temperatury przyspieszającej starzenie się elastomerów. Zakres dopuszczalnych temperatur pracy akumulatorów z elastomerową przegrodą jest mniejszy (od -15 do $+60°C$) niż zakres temperatur pracy akumulatorów tłokowych (od -30 do $+80°C$).

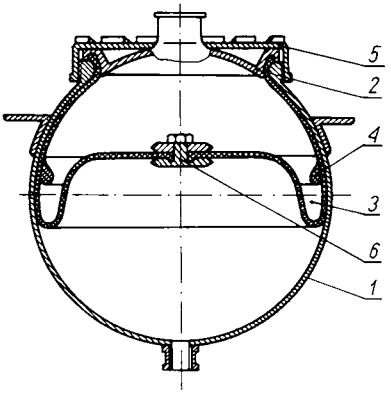
Na rys. I-289 przedstawiono konstrukcję akumulatora membranowego produkcji amerykańskiej. Dwie odkute czasze kuliste *1* i *2* mają specjalny gwint drobnozwojny. Zgrubione obrzeże membrany *3* jest po skręceniu czasz mocno uchwycone w rowku, wykonanym na powierzchni podziału kuli. Uzyskuje się w ten sposób połączenie bardzo szczelne. Otwór w górnej czaszy służy do napełniania akumulatora gazem. Gniazdo gwintowe w dolnej czaszy umożliwia montaż przewodowy akumulatora. Akumulatory te produkuje się o pojemnościach nominalnych $4{,}5 \div 91$ dm^3 i na maksymalne ciśnienie robocze 21 MPa. Ciśnienie niszczące butlę wynosi 170 MPa.

Butla kulista *1* akumulatora wg rys. I-290 jest wykonana w całości. Zamknięcie butli stanowi pokrywa *2*, mocująca membranę *3*. Za pomocą nakrętki *5* uzyskuje się wymaganą szczelność węzła. Membrana ma po stronie gazowej odpowiednio wyprofilowane zgrubienie *4*, gwarantujące minimalną dopuszczalną wartość promienia jej zgięcia przy ładowaniu akumulatora cieczą.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-289. Akumulator membranowy; *1*, *2* — czasza, *3* — membrana



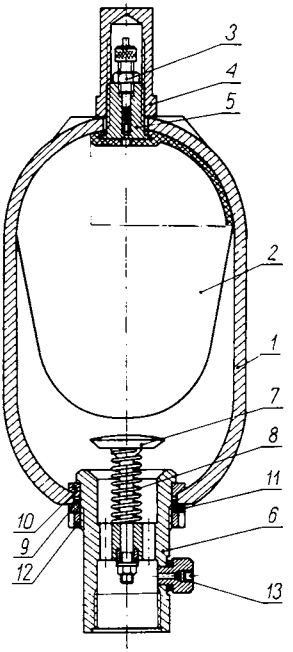
Rys. I-290. Akumulator membranowy; *1* — butla, *2* — pokrywa *3*, *4* — membrana, *5* — nakrętka, *6* — wkładka talerzowa

Stalowa wkładka talerzowa *6* zamyka otwór wylotowy akumulatora przy całkowitym jego rozładowaniu, zapobiegając uszkodzeniu membrany, które mogłoby nastąpić przy wprowadzaniu jej w otwór.

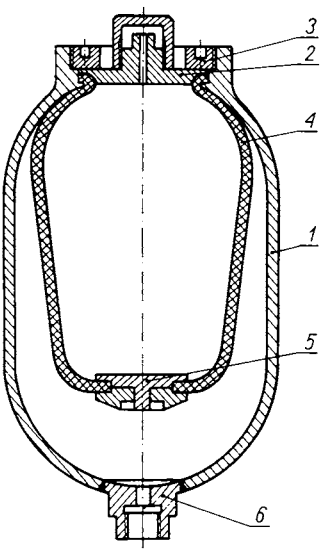
Obecnie najczęściej stosuje się akumulatory pęcherzowe. Przykładem tego typu konstrukcji jest akumulator (rys. I-291) firmy GREER-MERCIER, produkowany na licencji przez kilka firm europejskich, również przez firmę BOSCH, Stuttgart (RFN). Butla *1* jest wykonana ze stali odpornej na korozję. Wewnętrzną powierzchnię poddaje się specjalnej obróbce zapewniającej lustrzaną gładkość tej powierzchni. Pęcherz *2* jest wykonany z akronitrylowego tworzywa sztucznego. W górnej części pęcherza jest wtopiony korpus *5* zaworu *3*, służącego do napełniania pęcherza gazem. Pęcherz z elementem *5* jest wprowadzany do butli od dołu i jest połączony z nią za pomocą nakrętki *4*. Zamknięcie butli od dołu stanowi tuleja *6*, osadzona w niej za pomocą dzielonego pierścienia *10* i nakrętki *12*. Do uszczelnienia połączenia służy pierścień uszczelniający *9*, znajdujący się w gnieździe utworzonym między pierścieniem *10* i tuleją zaciskową *11*. W tulei *6* znajduje się zawór talerzowy *7* utrzymywany w górnym położeniu za pomocą sprężyny *8*. Przy całkowitym rozładowaniu akumulatora pęcherz — naciskając na grzybek — zamyka wylot, uniemożliwiając wchodzenie pęcherza do otworu. Gniazdo *13* jest przeznaczone do montażu manometru kontrolnego. Akumulatory te produkuje się o pojemnościach nominalnych $0{,}2 \div 50$ dm^3 oraz na ciśnienie robocze do 35 MPa.

Stosowaną w kraju powszechnie konstrukcję akumulatora, produkowanego w kombinacie ORSTA-HYDRAULIK (NRD), przedstawiono na rys. I-292. Butla *1* jest wykonana z dwóch zespawanych ze sobą części. Pęcherz *4* (z kauczuku nitrylowego) jest umocowany na odsadzeniu w otworze górnym butli za pomocą denka *2*, dociskanego nakrętką *3*. W dolnej części pęcherza znajduje się talerz *5*, zamykający otwór wylotowy z przestrzeni cieczowej podczas rozładowywania akumulatora. Akumulatory tej konstrukcji są produkowane w

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-291. Akumulator pęcherzowy firmy GREER-MERCIER: *1* — butla, *2* — pęcherz, *3*, *4*, *5* — zawór do napełniania gazem, *6* — tuleja, *7*, *8* — zawór talerzowy, *9* — pierścień uszczelniający, *10* — pierścień dzielony, *11* — tuleja zaciskowa, *12* — nakrętka, *13* — gniazdo manometru



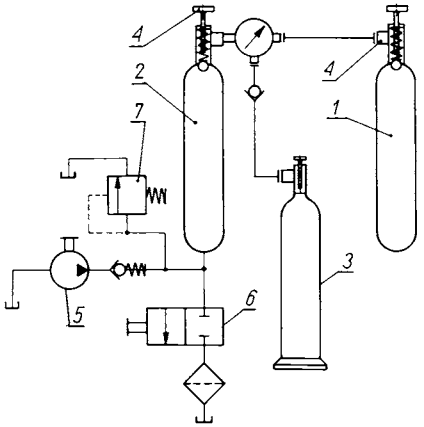
Rys. I-292. Akumulator pęcherzowy produkcji VEB Kombinat ORSTA-HYDRAULIK (b. NRD); *1* butla, *2* denko, *3* nakrętka, *4* pęcherz, *5* — talerz, *6* — gniazdo przyłączeniowe

pięciu wielkościach o pojemnościach nominalnych $1 \div 25$ dm^3. Maksymalne ciśnienie robocze wynosi do 16 MPa.

7.4.3. Napełnianie akumulatora gazem

Napełnianie akumulatora gazem do ciśnienia p_{G0}, określonego wymaganiami układu hydraulicznego, ma miejsce nie tylko przy uruchamianiu maszyn lub urządzeń nowych. Możliwość taka musi być zapewniona również podczas normalnych przeglądów i remontów maszyn, z układami, w skład których wchodzą akumulatory. W czasie eksploatacji akumulatora zachodzą zawsze pewne ubytki gazu, które należy także okresowo uzupełniać. Wytwórcy akumulatorów oferują dość proste urządzenia, za pomocą których można tego dokonywać, [50]. Podstawowym elementem urządzenia, montowanego za pomocą znormalizowanej złączki wprost na króćcu gazowym akumulatora, jest pokrętło z trzpieniem służące do przymusowego otwierania zaworu zwrotnego, stanowiącego szczelne zamknięcie przestrzeni gazowej każdego akumulatora. W skład tego urządzenia wchodzi również manometr kontrolny oraz określonej długości przewód giętki, doprowadzający gaz z handlowej butli gazowej. W akumulatorach z przegrodą elastyczną stosuje się wyłącznie azot. Niektórzy producenci akumulatorów tłokowych dopuszczają możliwość stosowania suchego powietrza.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-293
Urządzenie do napełniania akumulatorów gazem; *1* — akumulator napełniany, *2* — akumulator napełniający, *3* — butla z gazem, *4* — aparatura sterująca, *5* — pompa, *6* — rozdzielacz, *7* — zawór bezpieczeństwa

W dużych i złożonych układach, stosowanych w zakładach wytwórczych o dużym stopniu automatyzacji, najlepiej posługiwać się przewoźną stacją napełniającą, której schemat podano na rys. I-293 [49]. Akumulator *1*, który należy napełnić, łączy się z urządzeniem napełniającym *4*, do którego jest podłączona butla *3* z gazem. Urządzenie napełniające jest połączone na stałe z akumulatorem *2*, którego część cieczowa współpracuje z agregatem zasilającym *5*, wyposażonym w rozdzielacz dwudrogowy *6* oraz w zawór bezpieczeństwa *7*. Po zwarciu pompy i akumulatora ze zbiornikiem otwiera się przestrzenie gazowe obu akumulatorów. Po otwarciu butli gazowej *3* dokonuje się napełniania obu akumulatorów gazem. Po wyrównaniu się ciśnień przesterowuje się pompę na ładowanie cieczą akumulatora *2*. Zawarty w nim gaz jest w ten sposób przetłaczany do napełnianego akumulatora *1*. Po osiągnięciu w nim wymaganego ciśnienia p_{G0} zwalnia się zawór zwrotny zamykający przestrzeń gazową akumulatora *1*. Urządzenie to umożliwia bardzo dokładną nastawę ciśnienia p_{G0}, również gdy ciśnienie gazu w butli jest mniejsze niż ciśnienie p_{G0}.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Filtry

8

8.1. Zanieczyszczenia cieczy roboczej

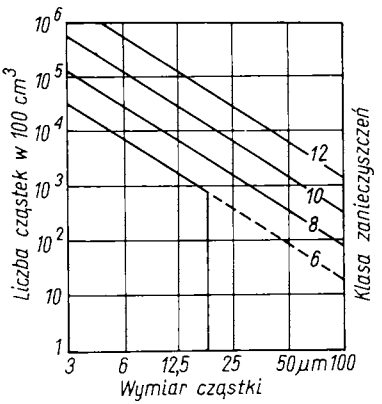
Zanieczyszczenia cieczy roboczej są to obce wtrącenia znajdujące się w stanie rozproszonym w całej jego objętości, jaką zawiera układ. Ze względu na stan skupienia można je podzielić na *zanieczyszczenia stałe* i *ciekłe*. Zanieczyszczenia stałe przyspieszają zużycie ścierne współpracujących powierzchni wszystkich części pozostających w ruchu względnym, a w skrajnych przypadkach mogą spowodować ich zatarcie. Zanieczyszczenia ciekłe mogą występować jako rozpuszczalne i zmieniać istotne własności czynnika, takie jak lepkość lub smarność oraz zwiększać agresywność chemiczną w stosunku do metali lub materiałów, z których są wykonane uszczelnienia. Zanieczyszczenia ciekłe nierozpuszczalne w olejach, najczęściej cząstki smoły lub inne nierozpuszczalne produkty utleniania, osadzają się w szczelinach ruchowych powodując ich zarastanie (*obliterację*), zwiększenie tarcia, a nawet zawieszenie ruchomych części zaworów sterujących i regulatorów. Z badań osadów w filtrach stosowanych w hydraulicznych układach napędowych wynika, że zanieczyszczenia stałe stanowią $75 \div 80\%$ wszystkich zanieczyszczeń. Są to w większości cząstki minerałów (kwarc, szpat) oraz metali i ich tlenków o nieregularnym kształcie i ostrych krawędziach. Twardość cząstek jest z reguły większa od twardości materiałów, z których są wykonane elementy hydrauliczne. Do zanieczyszczeń stałych należą także cząstki farb i lakierów stosowanych jako powłoki ochronne oraz gumy i włókien służących do produkcji uszczelnień.

Ze względu na pochodzenie zanieczyszczeń można je podzielić na *zanieczyszczenia pierwotne* i *wtórne*. Pierwotne, zwane także *bezpośrednimi*, powstają w czasie produkcji, magazynowania, przechowywania i transportu czynnika roboczego. Zanieczyszczenia wtórne, nazywane również *pośrednimi*, powstają w czasie pracy czynnika w układzie w wyniku procesu starzenia się olejów, ściernego i erozyjnego zużycia współpracujących części, a także na skutek zapylenia instalacji. Z doświadczeń eksploatacji maszyn i urządzeń wynika, że większość cząstek największych, a więc najniebezpieczniejszych dla poprawnej pracy elementów, zostaje doprowadzona do układu wraz z czynnikiem lub w wyniku niestarannego oczyszczenia układu przed jego napełnieniem. Nawet

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

najstaranniejsze oczyszczenie wszystkich urządzeń, z których jest zmontowany układ oraz najdokładniejsza filtracja czynnika w czasie jego zalewania wymaga ciągłego filtrowania czynnika i usuwania w ten sposób zanieczyszczeń wtórnych. Chodzi o to, aby nie dopuścić do wzrostu ich koncentracji w cieczy. Zwiększona koncentracja zanieczyszczeń zwiększa bowiem prawdopodobieństwo aglomeracji cząstek drobnych i powstawania w ten sposób cząstek o większych wymiarach, wpływających zasadniczo na zużycie części, obniżających sprawność lub powodujących zniszczenie albo czasowe unieruchomienie elementów, z których zmontowano układ.

Z punktu widzenia eksploatacji układów napędowych i sterujących jest niezbędna znajomość poziomu zanieczyszczeń cieczy, zarówno ilościowa jak i jakościowa. Na jej podstawie możliwa będzie ocena przydatności cieczy do układu oraz skuteczności filtrów, których zadaniem jest zatrzymać cząstki zanieczyszczeń i nie dopuścić do ich szkodliwego oddziaływania na elementy układu. Nie jest to technicznie łatwe, tym bardziej, że k r y t e r i a o c e n y nie zostały, jak dotąd, ujednolicone. Istnieje wiele dokumentów normalizacyjnych (NAS 1638-1964 r., SAE 7490-1963 r., MIL-STD-1246-1967 r., NAV AIR 10-1A-17, RN Class, GOST 17216-1971 r.) [51], które takie kryteria proponują. Wszystkie wykorzystują statystyczne metody pomiarów liczby cząstek zanieczyszczeń w określonej objętości cieczy oraz ustalenie ich wymiarów. Odnosi się to zarówno do zanieczyszczeń naturalnych, w warunkach normalnej eksploatacji układów, jak i testowych, tzn. wprowadzanych specjalnie do cieczy w symulacyjnych badaniach laboratoryjnych w celu ustalenia wrażliwości elementu hydraulicznego na zanieczyszczenia lub określenia skuteczności filtracji.



Rys. I-294
Klasy zanieczyszczeń cieczy wg NAS 1638

Jednym z najstarszych dokumentów normalizacyjnych jest a m e r y k a ń s k a n o r m a NAS 1638, dzieląca ciecze robocze wg klas zależnie od liczby cząstek znajdujących się w 100 cm^3 cieczy i ich wymiarów. Na rys. I-294 podano wynikową interpretację graficzną ustaleń, które wprowadza. Wynika z niej, że im mniejsze są wymiary cząstek, tym większa jest ich liczba. Szczególnie liczne są cząstki o wymiarach $\leqslant 10$ µm.

Ostatnio wprowadza się normę ISO 4406 (tabl. I-13) proponującą dwuczłonowy kod oznaczenia rozkładu zanieczyszczeń cieczy dla dwu wyróżnionych

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

przedziałów wymiarowych cząstek zanieczyszczeń, a mianowicie 5 i 15 μm. Przyjmując dla przykładu oznaczenia poziomu zanieczyszczeń 18/14 (klasa 18/klasa 14) zakłada się, że w 100 cm^3 cieczy znajduje się od $13 \cdot 10^4$ do $25 \cdot 10^4$ cząstek większych od 5 μm oraz od $8 \cdot 10^3$ do $16 \cdot 10^3$ cząstek większych od 15 μm.

Tablica I-13. Wyciąg z projektu normy ISO-4406

Liczba cząstek w 100 cm^3 cieczy	Klasa zanieczyszczeń	Liczba cząstek w 100 cm^3 cieczy	Klasa zanieczyszczeń
$(8 \div 16)\ 10^6$	24	$(1 \div 2)\ 10^3$	11
$(4 \div 8)\ 10^6$	23	$(5 \div 10)\ 10^2$	10
$(2 \div 4)\ 10^6$	22	$(25 \div 50)\ 10$	9
$(1 \div 2)\ 10^6$	21	$(13 \div 25)\ 10$	8
$(5 \div 10)\ 10^5$	20	$64 \div 130$	7
$(25 \div 50)\ 10^4$	19	$32 \div 64$	6
$(13 \div 25)\ 10^4$	18	$16 \div 32$	5
$(64 \div 130)\ 10^3$	17	$8 \div 16$	4
$(32 \div 64)\ 10^3$	16	$4 \div 8$	3
$(16 \div 32)\ 10^3$	15	$2 \div 4$	2
$(8 \div 16)\ 10^3$	14	$1 \div 2$	1
$(4 \div 8)\ 10^3$	13	$0{,}5 \div 1$	0
$(2 \div 4)\ 10^3$	12	$0{,}25 \div 0{,}5$	00

Miarą liczbową dokładności filtracji jest tzw. *współczynnik* β_x informujący zarówno o wymiarach jak i liczbie cząstek zanieczyszczeń zatrzymywanych przez filtr. Wyznacza się go za pomocą tzw. *testu wieloprzejściowego* (Multi-Pass-Test), określonego normą ISO 4572. Wartość współczynnika β_x wyznacza stosunek liczby K_1 cząstek zanieczyszczeń, o wymiarze x w μm, w 100 cm^3 cieczy na wejściu do liczby K_2 cząstek o tym samym wymiarze na wyjściu z filtru, czyli

$$\beta_x = \frac{K_1}{K_2} \tag{I-532}$$

Jeśli np. w 100 cm^3 cieczy wpływającej do filtru znajduje się $K_1 = 10^5$ cząstek zanieczyszczeń o wymiarze $x = 10$ μm, a za filtrem cząstek tych będzie $K_2 = 10^3$, to

$$\beta_x = \beta_{10} = \frac{K_1}{K_2} = \frac{10^5}{10^3} = 10^2$$

Oznacza to, że w cieczy dopływającej do filtru znajduje się 100 razy więcej cząstek zanieczyszczeń, o wymiarach $x > 10$ μm, aniżeli w cieczy z filtru wypływającej.

Wykorzystując wartość współczynnika β_x, można wyznaczyć *skuteczność filtracji* z zależności

$$\eta_F = \left(1 - \frac{1}{\beta_x}\right) 100\% \tag{I-533}$$

Dla $\beta_{10} = 100$, $\eta_F = 99\%$, a więc filtr zatrzymuje 99% cząstek zanieczyszczeń o wymiarach większych od 10 μm.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Nominalną dokładność filtracji wyraża współczynnik $\beta_x = 20$, dla którego filtr, jak wynika ze wzoru (I-533), zatrzymuje 95% cząstek zanieczyszczeń większych od x. Przez *absolutną dokładność filtracji* rozumie się wymiar najmniejszych cząstek zatrzymywanych przez filtr w 99,99% ogólnej liczby cząstek w cieczy dopływającej. Wartość współczynnika β_x dla tej skuteczności filtracji wynosi $\beta_x = 10^4$. Norma ISO 4572 wymaga podawania dla filtrów współczynnika $\beta_x = 75$. Znaczy to, że skuteczność filtracji wynosi $\eta_F = 98{,}7\%$ i nie odbiega znacząco od wartości $\eta_F = 99\%$ dla $\beta_x = 100$.

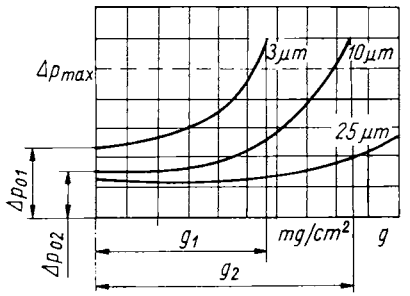
Tablica I-14. Klasy zanieczyszczenia cieczy i zalecana dokładność filtracji w układach napędowych

Klasa zanieczyszczenia				Zalecana dokładność filtracji x μm (dla $\beta_x \geq 100$)	Układy napędowe i sterujące
ISO-4406		NAS-1638			
>5 μm	>15 μm	>5 μm	15 μm		
13	9	4 i 5	3 i 4	1—2	o dużej czułości i niezawodności w lotnictwie i urządzeniach laboratoryjnych
15	11	6 i 7	5 i 6	2—5	wysokociśnieniowe w lotnictwie, oraz w budowie robotów i obrabiarek precyzyjnych
17	13	8 i 9	7 i 8	5—10	w urządzeniach przemysłowych o dużej wymaganej niezawodności ruchowej i trwałości elementów
18	14	9 i 10	8 i 9	10—20	w budowie maszyn i urządzeń stacjonarnych oraz samojezdnych średniej wielkości, pracujących z średnimi ciśnieniami
19	15	10 i 11	9 i 10	15—25	maszyn przemysłu ciężkiego o ograniczonej trwałości, pracujących przy niskich ciśnieniach
21	17	12	11 i 12	20—40	niskociśnieniowe, z elementami o dużych luzach współpracujących części

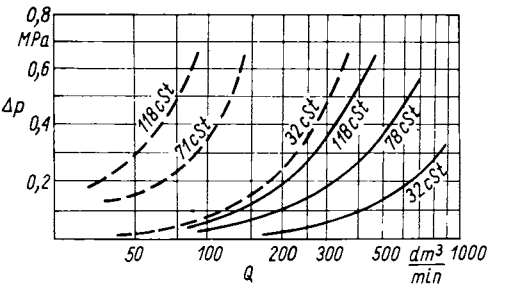
W tablicy I-14 zastawiono poziomy zanieczyszczeń w cieczy wg ISO 4406 i NAS 1638 z dokładnością filtracji x dla $\beta_x \geq 100$ oraz zalecenia odnośnie stosowania filtracji w układach hydraulicznych różnych typów maszyn i urządzeń. Wynika z niej, że filtracja powinna być tym dokładniejsza, im bardziej niezawodnie ma pracować układ, im większe są wymagania odnośnie trwałości elementów, oraz im większy jest stopień natężenia pracy maszyny, a więc im większa jest częstotliwość włączania zaworów sterujących.

Filtr, jak każdy element układu hydraulicznego, jest źródłem strat hydraulicznych. Straty te (Δp_0 na rys. I-295) dla filtrów czystych są tym większe, im większa jest dokładność filtracji x. W miarę eksploatacji filtrów, na skutek ich zamulania się opory te wzrastają aż do wartości Δp_{max}, po osiągnięciu

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-295. Zależność oporów przepływu przez filtr od dokładności filtracji i pochłanialności filtru



Rys. I-296. Charakterystyki przepływowe filtrów firmy EPPENSTEINER (RFN) dla dwu dokładności filtracji i trzech lepkości cieczy

której wkład filtrujący powinien być wymieniony. Jako graniczną wartość Δp_{max} przyjmuje się zwykle 0,5 MPa. Czas, po którym to nastąpi zależy od pochłanialności zanieczyszczeń przez materiał filtrujący. Pochłanialność zanieczyszczeń wyraża się ich masą g (w mg) na cm^2 czynnej powierzchni filtrującej. Im dokładniejsza jest filtracja, tym większą powierzchnię czynną musi mieć wkład filtrujący, aby uzyskać wymagany okres eksploatacji nie przekraczając założonej maksymalnej wartości oporów przepływu Δp_{max}.

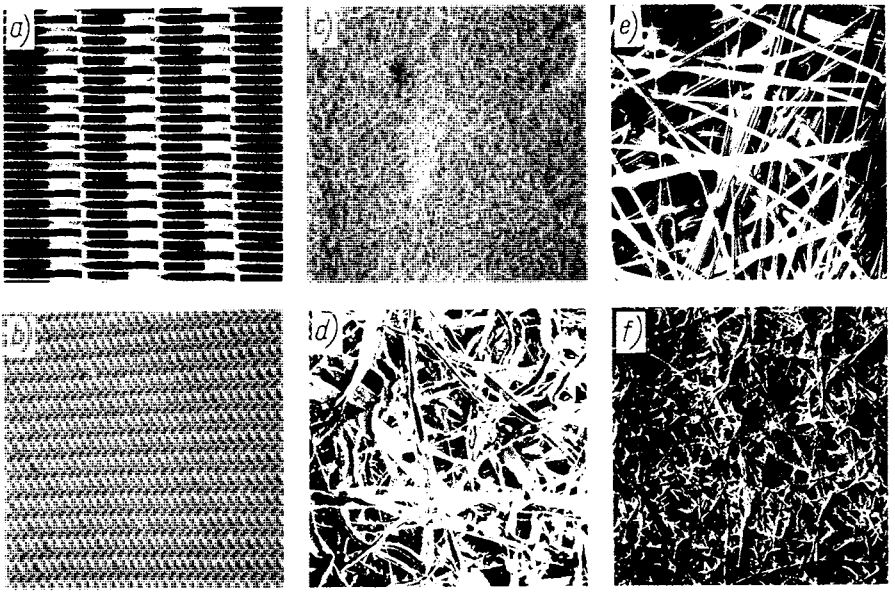
Opory przepływu przez filtr zależą nie tylko od dokładności filtracji, lecz również od lepkości cieczy. Świadomość tego faktu jest ważna w układach, w których rozruch odbywa się często w obniżonych temperaturach. Na rys. I-296 podano przykładowe charakterystyki przepływowe dla dwóch filtrów o dokładności 3 μm (linie przerywane) i 10 μm (linie ciągłe), z wkładami w postaci prasowanego runa włókien sztucznych dla trzech różnych lepkości kinematycznych cieczy.

8.2. Materiały filtracyjne — zasady doboru filtrów

Ze względu na miejsce osadzania się zanieczyszczeń, filtry można podzielić na *filtry powierzchniowe* oraz *filtry wgłębne*. Filtry powierzchniowe, do których należą *filtry siatkowe oczkowe* i *szczelinowe*, mogą mieć oczka lub szczeliny bardzo małe i wykonane z dużą precyzją wymiarową. Pod tym względem odpowiadają wyobrażeniom o filtrach idealnych. Mimo to są stosowane raczej rzadko, głównie z tego powodu, że mają małą pochłanialność zanieczyszczeń. Do wyrobu siatek metalowych stosuje się głównie precyzyjnie ciągnione druty ze stali stopowych. Siatka wg rys. I-297a zapewnia dokładność filtracji $x \geqslant 15$ μm. Siatka wg rys. I-297b, o wymiarach oczek $\geqslant 40$ μm, jest wykonana również z drutu ze stali stopowych i ma znany od dawna i sprawdzony w praktyce splot ukośny.

Filtry wgłębne są wykorzystywane przeważnie w postaci sprasowanego runa włókien z różnych materiałów. Mogą to być włókna metalowe, celulozowe (papierowe), z tworzyw sztucznych lub szklane. Rodzaj włókna decyduje o cenie wkładu filtrującego — najtańsze są wkłady papierowe, najdroższe z włókien metalowych. Włókna mają zróżnicowaną grubość i są chaotycznie

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-297. Materiały filtracyjne firmy INTERNORMEN-Filter (RFN): a) siatka stalowa o oczkach 15 i 25 μm, b) siatka stalowa o oczkach ⩾ 40 μm, c) runo z włókna metalowego, d) runo z włókien celulozowych, e) runo z włókien poliestrowych, f) runo z włókien szklanych

zmierzwione; pory są wobec tego różnej wielkości. Grubość sprasowanego runa może być dowolna. Obie te cechy sprawiają, że pochłanialność tego rodzaju wkładów filtracyjnych jest bardzo duża. Sprasowane runo jest dla wzmocnienia obłożone jedno- lub dwustronnie tkaniną okładzinową. Wkład filtracyjny zwykle jest uformowany w gwiazdę nasuniętą na dziurkowaty cylinder metalowy, zamknięty obustronnie płaskimi denkami.

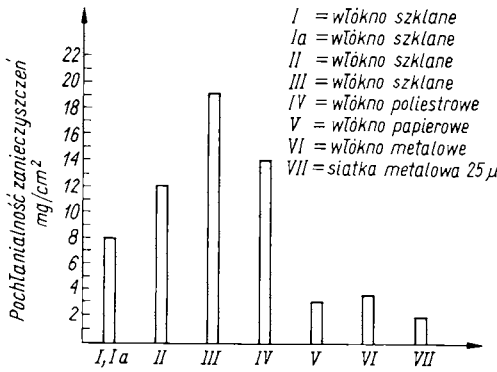
Na rys. I-297c pokazano wkład filtracyjny wykonany z cienkich nitek metalowych ze stali stopowych. Nitki są specjalnie mierzwione, sprasowane i spiekane. Uzyskany w ten sposób materiał filtracyjny odznacza się dużą porowatością i dobrą przepływnością.

Sprasowane runo papierowe z dużym udziałem włókien poliestrowych pokazano na rys. I-297d. Materiał ten nadaje się do filtracji niskociśnieniowej, a więc jako wkład do filtrów spływowych i w urządzeniach do płukania układów nowo uruchamianych lub remontowanych. Dokładność filtracji wynosi 10 lub 25 μm.

Sprasowane runo włókien poliestrowych wg rys. I-297e odznacza się dużą wytrzymałością na rozrywanie, nadaje się do filtrów wysokociśnieniowych i narażonych na obciążenia dynamiczne. Dokładność filtracji ⩾ 15 μm.

Strukturę sprasowanego runa bardzo cienkich włókien szklanych przedstawia rys. I-297f. Przed sprasowaniem włókna poddaje się impregnacji, która zapewnia wzajemną ich przyczepność, a przez to spoistość wkładu, dużą pochłanialność zanieczyszczeń i skuteczność filtracji. Materiał ten nadaje się do bardzo dokładnej filtracji $x \geqslant 3$ μm nie tylko olejów, lecz także cieczy niepalnych typu HFA, HFC i HFD. Stosuje się go przeważnie do filtracji wysokociśnieniowej.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



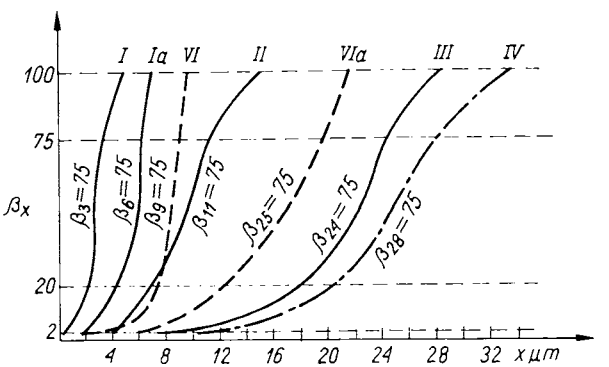
Rys. I-298
Pochłanialność zanieczyszczeń dla różnych materiałów filtracyjnych, firmy INTERNORMEN-Filter (RFN)

Wybór materiału filtracyjnego, typu filtrów i ich wielkości nominalnej, podawanej przez wytwórców w materiałach prospektowych zależy od:

— wymaganej dokładności filtracji,
— natężenia przepływu strumienia, który ma być filtrowany,
— rodzaju i lepkości cieczy roboczej,
— warunków pracy układu hydraulicznego.

Przy ustalaniu wymaganej dokładności filtracji należy uwzględniać pochłanialność zanieczyszczeń, różną dla różnych materiałów filtracyjnych. Od niej zależy czas eksploatacji filtrów. Jest to istotne dla układów pracujących w atmosferze dużego zapylenia. Na rys. I-298 dokonano zestawienia porównawczego pochłanialności zanieczyszczeń dla różnych materiałów filtracyjnych, stosowanych przez firmę INTERNORMEN-Filter (RFN). Pochłanialność została odniesiona do pełnego okresu eksploatacji, wyznaczonego maksymalnym dopuszczalnym spadkiem ciśnienia (0,45 MPa), po osiągnięciu którego wkład filtracyjny należy poddać czyszczeniu lub wymianie.

Na rys. I-299 przedstawiono zależność β_x od dokładności filtracji x w µm, dla wybranych materiałów filtracyjnych, wyznaczoną zgodnie z testem wieloprzejściowym wg ISO 4572. Z rysunku wynika, że dokładność filtracji nie zależy od rodzaju materiału włókien, lecz od ich wymiarów i technologii wykonania wkładu filtracyjnego. Porównywalne dokładności filtracji można uzyskać dla różnych rodzajów włókien (np. krzywe *II* i *VI*). Analizując dla przykładu krzywą *II* widać, że wkład z włókna szklanego zatrzymuje 50% ($\beta_x = 2$) cząstek



Rys. I-299
Skuteczność filtracji różnych materiałów filtracyjnych, firmy INTERNORMEN-Filter (RFN)

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

zanieczyszczeń większych od 4 μm i 95% ($\beta_x = 20$) cząstek większych od 7 μm oraz 98,7% ($\beta_x = 75$) cząstek o wymiarach $x \geqslant 11$ μm. Dane te odnoszą się do wkładu nowego. W miarę zamulania się materiału filtracyjnego skuteczność filtracji będzie wzrastać. Projektant układu, wykorzystując wyniki badań testowych, może więc rozstrzygnąć czy dokładność i skuteczność filtracji oferowanego wkładu jest wystarczająca dla zapewnienia poprawności i niezawodności najbardziej wrażliwego na zanieczyszczenia elementu w projektowanym układzie.

Natężenie przepływu filtrowanego strumienia cieczy jest zdeterminowane umiejscowieniem filtru w układzie. Przy doborze wielkości nominalnej filtru, którą zwykle operują materiały ofertowe, należy posługiwać się charakterystykami przepływowymi, wyrażającymi zależność spadku ciśnienia Δp od natężenia przepływu cieczy. Istotna jest przy tym *lepkość cieczy*. Jeśli, posługując się wykresami na rys. I-296, założy się $\Delta p_0 = 0{,}2$ MPa dla wkładu nowego i $\beta_3 = 75$ (linie przerywane), to dopuszczalne natężenie przepływu przy lepkości cieczy 32 cSt wynosi około 180 dm^3/min, a przy lepkości 118 cSt zaledwie ~ 30 dm^3/min. Dla wkładu o $\beta_{11} = 75$ (linie ciągłe) wartości te wynoszą odpowiednio 650 dm^3/min i 200 dm^3/min. Wynika stąd, że nominalne natężenie przepływu przez filtr powinno być większe od natężenia strumienia, jaki należy filtrować. W praktyce eksploatacyjnej przyjmuje, że nominalny przepływ instalowanego w układzie filtru powinien być $2 \div 6$ razy większy od rzeczywistego natężenia przepływu filtrowanego strumienia cieczy. Decydujące znaczenie przy wyborze wielkości filtru mają więc lepkość cieczy oraz dopuszczalny maksymalny spadek ciśnienia na filtrze (wkład i obudowa) osiągany przy końcu okresu założonej eksploatacji filtru.

Spadek ciśnienia na filtrze zależy od stopnia zanieczyszczenia wkładu. Jego wartość można wobec tego wykorzystać do określania *współczynnika k zanieczyszczenia wkładu* definiowanego jako

$$k = \frac{\Delta p - \Delta p_0}{\Delta p_{max} - \Delta p_0} 100\% \qquad \text{(I-534)}$$

qdzie: Δp — rzeczywisty spadek ciśnienia na filtrze, Δp_0 — spadek ciśnienia filtru czystego, Δp_{max} — maksymalny dopuszczalny spadek ciśnienia.

Wartość tego współczynnika, określanego zwykle dla lepkości 30 cSt, obrazuje jak daleko rzeczywisty spadek ciśnienia Δp jest zbliżony do maksymalnej wartości dopuszczalnej, po osiągnięciu której wkład filtracyjny należy oczyścić (filtry szczelinowe) lub wymienić (filtry wgłębne).

Do kontroli stopnia zamulenia filtru służą *wskaźniki poziomu* jego *zanieczyszczenia*. Mogą to być wskaźniki optyczne lub akustyczne. Optyczne spełnią właściwie swoją rolę, jeśli w porę dostrzeże się otwarcie zaworu zwrotnego, nastawionego na ciśnienie otwarcia równe Δp_{max}, którym bocznikuje się często wkład filtrujący. Najpewniej działającymi wskaźnikami są wskaźniki elektryczne uruchamiające sygnał optyczny lub akustyczny w momencie osiągnięcia maksymalnej dopuszczalnej wartości Δp_{max}, spadku ciśnienia na filtrze. Pełne zabezpieczenie uzyskuje się wówczas, gdy wskaźnik zanieczyszczenia filtru po osiągnięciu Δp_{max}, unieruchamia układ napędowy.

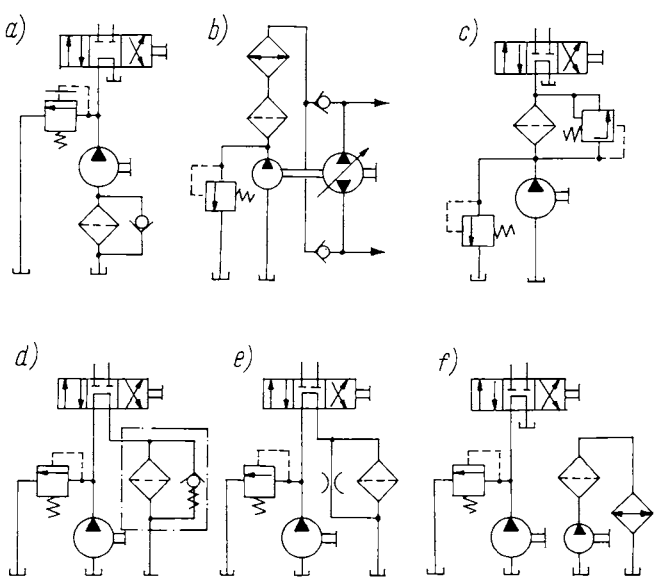
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

8.3. Umiejscowienie filtru w układzie

Ze względu na obciążenie *filtry* dzielą się na *nisko-* i *wysokociśnieniowe*. Filtry niskociśnieniowe, nazywane również spływowymi lub zlewowymi, instaluje się na linii zlewowej układu hydraulicznego. Filtry wysokociśnieniowe mają mocną obudowę, wytrzymującą maksymalne ciśnienie robocze układu, i są instalowane po stronie tłocznej pompy.

Ze względu na funkcję w układzie, oprócz wymienionych filtrów zlewowych i tłocznych, można wyodrębnić *filtry wlewowe* i *ssawne*. Filtry wlewowe służą do napełniania i uzupełniania zbiornika cieczą o odpowiednim stopniu czystości. Filtry te mogą spełniać rolę filtru powietrznego w czasie zmian objętości cieczy w zbiorniku, występujących w układach napędowych z siłownikami. Filtry ssawne są instalowane na wejściu przewodu ssawnego pompy. Ponieważ znajdują się zawsze w zanurzeniu, nie muszą mieć, i z reguły nie mają, obudowy. Filtry ssawne i wlewowe spełniają w układzie funkcje raczej pomocnicze i mogą być traktowane jako elementy wyposażenia dodatkowego układu hydraulicznego. Ich miejsce usytuowania, wynikające z funkcji jakie mają spełniać, jest ściśle określone. Problemem dyskusyjnym jest natomiast umiejscowienie w układzie filtru głównego, mającego za zadanie utrzymanie założonego poziomu czystości całej masy cieczy roboczej, wypełniającej układ, a więc usuwać zanieczyszczenia pośrednie powstające w czasie eksploatacji układu napędowego.

Na rys. I-300 przedstawiono przykłady umiejscowienia filtru głównego w odniesieniu do zasilacza, składającego się ze zbiornika, pompy wyporowej i zaworu bezpieczeństwa. Na rys. I-300a podano przykład filtru głównego usytuowanego po stronie ssawnej pompy. Usytuowanie takie chroni przed zanieczyszczeniami wszystkie elementy, a więc także i pompy. Filtracja tego typu wydaje się zatem spełniać warunki filtracji idealnej, jest jednak trudna w realizacji. Zakłada się bowiem, niesłusznie, że ciecz znajdująca się w



Rys. I-300
Usytuowanie filtrów w układzie hydraulicznym; a) filtr po stronie ssawnej, b) filtr tłoczny niskociśnieniowy, c) filtr tłoczny wysokociśnieniowy, d), e) filtr zlewkowy, f) układ filtracji niezależnej

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

zbiorniku jest zanieczyszczona. Filtr jako źródło dodatkowych oporów przepływu utrudnia ssanie, wywołuje kawitację i może być w przypadku utraty drożności przyczyną zatarcia pompy. W celu zmniejszenia oporów należałoby zatem dobierać filtry o znacznie większej — w stosunku do potrzeb — przepustowości lub obniżyć o co najmniej jeden rząd dokładność filtracji. Zastosowanie filtru o większej przepustowości nie eliminuje prawdopodobieństwa utraty jego drożności, natomiast zastosowanie filtru o mniejszej dokładności oczyszczania jest również zabiegiem co najmniej dyskusyjnym. Filtr taki nie jest już filtrem głównym, ale ssawnym chroniącym pompę co najwyżej przed cząstkami większych wymiarów, powstałymi w wyniku uszkodzeń elementów montowanych w zbiorniku — a nie jako produkt ich zużycia. Wielu praktyków uważa, że instalowanie filtru po stronie ssawnej nie znajduje uzasadnienia zwłaszcza jeśli układ przed uruchomieniem, a tak być powinno zawsze, był dobrze oczyszczony, przepłukany oraz napełniony właściwą i starannie przefiltrowaną cieczą roboczą. Jeśli przy tym zbiornik będzie szczelny i zabezpieczony przed pyłem z otaczającego powietrza, to pompa będzie zasysać ciecz wolną od zanieczyszczeń. W tej sytuacji należy raczej dbać o to, aby czynnik powracający z układu do zbiornika był oczyszczany zgodnie z wymaganiami najbardziej wrażliwego na zanieczyszczenia elementu hydraulicznego.

Na rys. I-300b podano przykład filtracji stosowanej w zamkniętych układach napędowych. Filtr główny niskociśnieniowy, umieszczony p o s t r o n i e t ł o c z n e j d o d a t k o w e j p o m p y p ł u c z ą c e j, oczyszcza ciecz doprowadzaną do przewodu spływowego przekładni hydrostatycznej. Filtry takie uzupełnia się często chłodnicą — oddzielną lub zagregowaną z filtrem (p. rys. I-324). Filtrowaniu w tym systemie podlega tylko część cieczy obiegowej przekładni hydrostatycznej.

W układzie wg rys. I-300c filtr główny znajduje się p o s t r o n i e t ł o c z n e j p o m p y. Musi to być oczywiście filtr wysokociśnieniowy. Taki system filtracji jest preferowany wówczas, gdy należy zapewnić niezawodność działania wrażliwych na zanieczyszczenia zaworów regulacyjnych lub serwomechanizmów. Przy zamuleniu wkładu filtracyjnego układ przestaje funkcjonować, ponieważ zadziała zawór bezpieczeństwa. Zdarzają się układy, w których sytuacja taka jest niedopuszczalna. Zakłada się wówczas awaryjne zasilanie odbiorników czynnikiem niefiltrowanym. Uzyskuje się to z b o c z n i k o w a n i e m f i l t r u za pomocą zaworu różnicowego otwierającego się wówczas, gdy różnica ciśnień przed i za filtrem osiągnie nastawioną maksymalną dopuszczalną wartość, zwykle $p_{max} = 0{,}05 \div 0{,}15$ MPa. Wśród praktyków są różne zdania co do słuszności bocznikowania filtru. Coraz częstsze są głosy, że filtr bocznikowany nie może być skuteczny, ponieważ nigdy nie ma pewności, czy jest włączony w obieg, czy nie. Zamiast zaworu obejściowego lepiej stosować wskaźniki stopnia zanieczyszczenia wkładu filtracyjnego. Jeśli w układzie nie dopuszcza się przerw w pracy, to w przewodzie tłocznym należy stosować dwa równolegle usytuowane filtry przełączalne (rys. I-308). Stosowanie filtru tłocznego nie upoważnia na ogół do rezygnacji z filtrowania w przewodzie zlewowym.

Na rys. I-300d przedstawiono najczęściej stosowany system filtrowania cieczy w p r z e w o d z i e z l e w o w y m. System ten ma tę zaletę, że pozwala

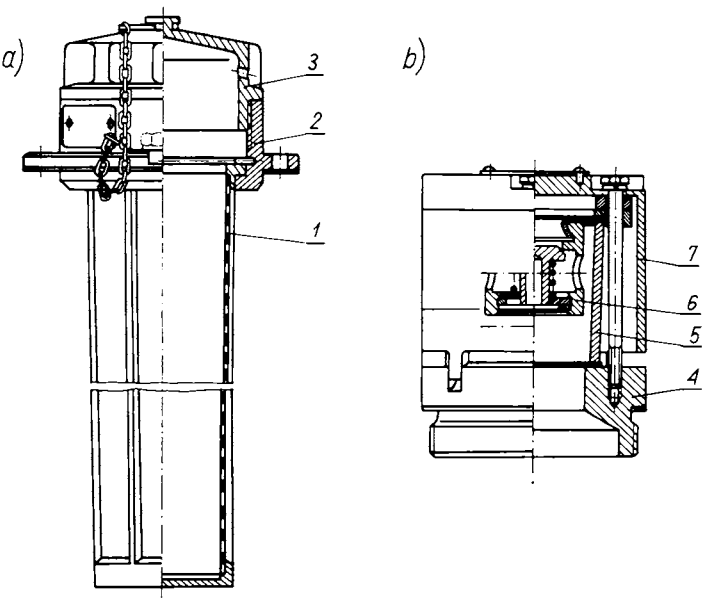
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

zachować wymaganą czystość cieczy w zbiorniku, ponieważ filtracji podlega cały powracający z układu strumień. Jeśli w układzie napędowym są siłowniki z jednostronnym tłoczyskiem, to przy doborze filtrów należy uwzględniać multyplikację natężenia strumienia zlewowego. Filtry muszą być w tym przypadku wymiarowo większe. Są to jednak filtry niskociśnieniowe. Na rysunku przedstawiono filtr zbocznikowany zaworem zwrotnym otwierającym się przy osiągnięciu maksymalnego dopuszczalnego spadku na filtrze.

W układzie wg rys. I-300e filtrowana jest tylko część strumienia zlewowego. Filtrację taką stosuje się w układach o dużych natężeniach przepływu czynnika obiegowego. Jest oczywiste, że im większy jest stopień zanieczyszczenia filtru, tym mniej cieczy podlega systematycznej filtracji. Inne rozwiązanie tego problemu przedstawiono na rys. I-300f. Oddzielna pompa o mniejszej wydajności przetłacza stale określoną objętość cieczy przez filtr, uzupełniony często chłodnicą. Układ ten jest korzystniejszy od poprzedniego, ponieważ pompa w obwodzie filtracyjnym może mieć własny napęd, a więc może pracować ciągle nawet w czasie postoju pompy głównej zasilającej układ napędowy.

8.4. Przykłady konstrukcji

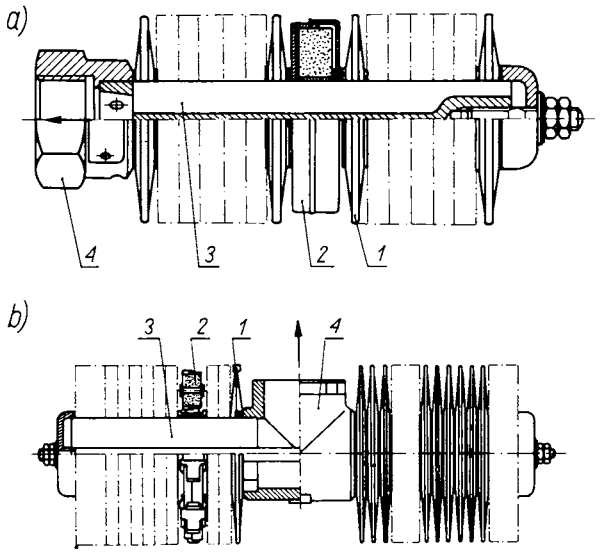
Na rys. I-301a przedstawiono konstrukcję filtru wlewowego produkcji krajowej. Podstawowym elementem filtru jest siatkowy zespół filtrujący *1*, osadzony kołnierzem w gnieździe *2* i zabezpieczony przed drganiami pierścieniem sprężynującym. Zawór jest zamykany nakrętką *3*, w której są wykonane otwory umożliwiające *oddychanie zbiornika*. Filtry są przewidziane do zabudowy w



Rys. I-301. Filtr wlewowy typu WW-1-S, produkcji WYTWÓRNI FILTRÓW PZL-SĘDZISZÓW: a) filtr wlewowy, b) filtr powietrza WP; *1*, *5* wkład filtracyjny, *2* gniazdo, *3* nakrętka, *4* korpus filtru powietrznego, *6* zawór obejściowy, *7* obudowa

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

górnej pokrywie zbiornika, do której mocuje się je za pomocą kołnierza przykręcanego śrubami lub wkrętami. Połączenie to należy uszczelnić za pomocą uszczelki płaskiej, dostarczanej wraz z filtrem. Wytwórca zaleca w zasadzie montaż pionowy, dopuszczając jednak odchylenie od pionu do 30°. Zamiast nakrętki *3* można wkręcać filtr powietrza typu WP, o konstrukcji wg rys. I-301b. Głównym elementem filtru jest wkład filtracyjny *5*, wykonany z kilku warstw siatki metalowej (dla filtrów średnio-dokładnych) lub ze spieków granulek brązu (dla filtrów dokładnych). Filtr jest wyposażony w zawór obejściowy *6*, umożliwiający dopływ powietrza do zbiornika w przypadku utraty drożności wkładu filtracyjnego. Wkład filtracyjny i zawór są zmontowane w jedną całość za pomocą obudowy *7* i korpusu *4*, połączonych śrubami. Filtry wlewowe wykonuje się w trzech wielkościach nominalnych o średnicach zewnętrznych wkładu filtracyjnego 32, 50 i 80 mm. Nominalna dokładność filtrowania, określana wymiarem oczka siatki, wynosi 100 μm.



Rys. I-302
Filtr ssawny typu WS1-SM, produkcji WYTWÓRNI FILTRÓW PZL-SĘDZISZÓW: a) dla $Q_{nom} < 250$ dm³/min, b) dla $Q_{nom} \geq 250$ dm³/min; *1* — siatkowy segment filtracyjny, *2* — wkład magnetyczny, *3* — trzon, *4* — gwintowe gniazdo przyłączeniowe

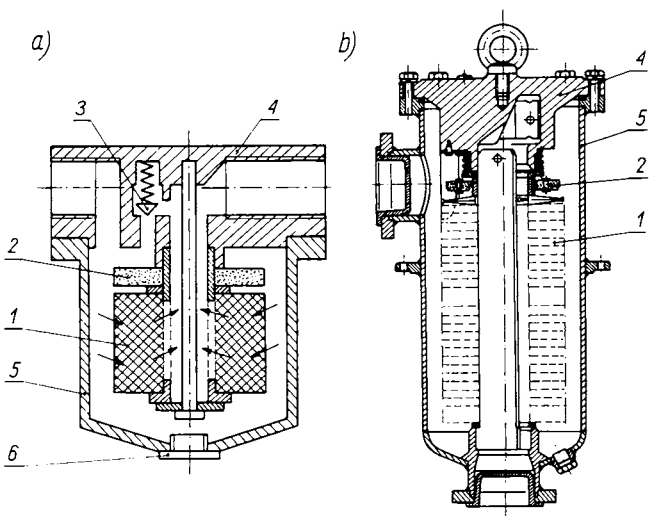
Na rys. I-302a przedstawiono konstrukcję filtru ssawnego produkcji krajowej. Filtr składa się z talerzowych segmentów siatkowych zmontowanych w stos na trzonie *3*, stanowiącym kolektor cieczy oczyszczonej. Siatka filtracyjna ma oczka o prześwicie 100 μm. Kolektor jest zakończony gniazdem gwintowym *4*, umożliwiającym montaż z przewodem ssawnym pompy. W stosie segmentów filtracyjnych znajduje się wkład magnetyczny *2* zbierający zanieczyszczenia ferromagnetyczne. Wkład magnetyczny może być wykonany jako jednolity krążek lub może składać się z kilku mniejszych krążkowych magnesów trwałych. Magnesy znajdują się w szczelnych osłonach aluminiowych, dzięki czemu jest ułatwione czyszczenie wkładu z cząstek ferromagnetycznych. Podczas filtrowania przepływ czynnika roboczego może odbywać się tylko w kierunku oznaczonym strzałką.

Na rys. I-302b przedstawiono filtr o większej przepustowości nominalnej, wynoszącej $Q_n = 250$ dm³/min. Filtry te nie mają obudowy, a więc są przystoso-

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

wane do pracy przy pełnym zanurzeniu. Mogą być zatem instalowane tak, aby znajdowały się zawsze poniżej zwierciadła cieczy. Filtry ssawne są często wyposażone w zawór przelewowy, otwierający się przy różnicy ciśnień nie większej niż 0,02 MPa, zapewniający napełnianie pompy w czasie rozruchu układu w niskich temperaturach lub przy nadmiernym zanieczyszczeniu stosu filtracyjnego. Wadą filtrów ssawnych zabudowywanych w zbiorniku jest trudny dostęp w celu okresowego ich czyszczenia. Aby tego uniknąć niektóre firmy oferują filtry w obudowie, montowane poza zbiornikiem i wyposażone we wskaźnik stanu zanieczyszczenia.

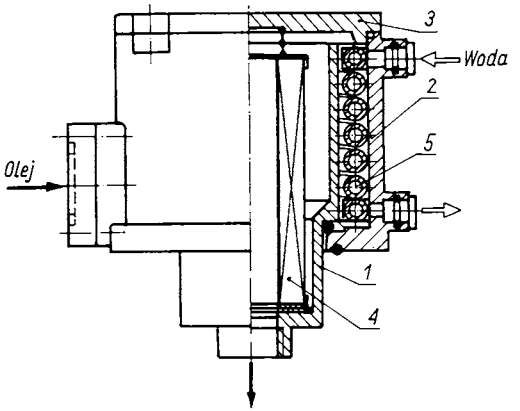
Filtrami spływowymi lub zlewowymi nazywa się filtry instalowane w linii powrotu czynnika z układu hydraulicznego do zbiornika. Są to filtry niskociśnieniowe i mogą mieć wkłady umożliwiające osiąganie każdej wymaganej dokładności oczyszczania. Ze względu na miejsce montażu rozróżnia się filtry do montażu przewodowego, o dwóch wylotach z kadłuba łączonych przewodami oraz montowanych bezpośrednio w pokrywie lub bocznych ścianach zbiornika. Filtry do montażu w zbiorniku z reguły nie mają obudowy wkładu filtracyjnego.



Rys. I-303
Filtr siatkowy niskociśnieniowy typu FSN-S, produkcji WYTWÓRNI FILTRÓW PZL-SĘDZISZÓW, do montażu:
a) przewodowego,
b) zbiornikowego;
1 — wkład filtracyjny, *2* — wkład magnetyczny, *3* — zawór przelewowy, *4* — głowica, *5* — kadłub, *6* — korek gwintowy

Na rys. I-303a podano schemat konstrukcyjny filtru spływowego średniodokładnego typu FSN-S, produkcji krajowej. Wkład filtracyjny *1* jest wykonany z nawiniętej na metalowy szkielet siatki o maksymalnym wymiarze oczek nie większym niż 100 μm. Czynnik roboczy jest doprowadzany do wnętrza kadłuba *5* i przechodzi przez wkład filtrujący do wylotu w głowicy *4*. Nad wkładem *1* znajduje się wkład magnetyczny *2*, wyłapujący zanieczyszczenia ferromagnetyczne. W dnie kadłuba *5* znajduje się otwór zamknięty korkiem gwintowym *6*, pozwalający usuwać okresowo część zanieczyszczeń, osiadłą na dnie komory osadnikowej. Filtr ma zawór przelewowy *3* zabezpieczający wkład przed uszkodzeniami, które mogłyby wystąpić przy zbyt dużej różnicy ciśnień z zewnątrz i w jego wnętrzu. Na rys. I-303b przedstawiono odmianę konstrukcyjną filtru FSN-S, o dużej przepustowości $Q_n \geqslant 400$ dm^3/min, przystosowaną do montażu kołnierzowego w pokrywie górnej zbiornika. Czynnik doprowadzony

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

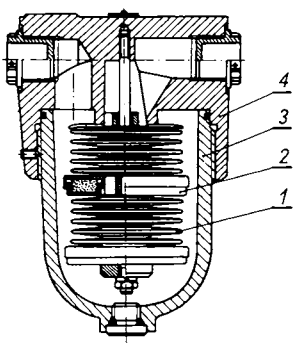


Rys. I-304
Filtr zlewowy zagregowany z chłodnicą wodną typu KF firmy INTERNORMEN-Filter (RFN); *1*, *2* — kadłub, *3* — pokrywa, *4* — wkład filtracyjny, *5* — wężownica

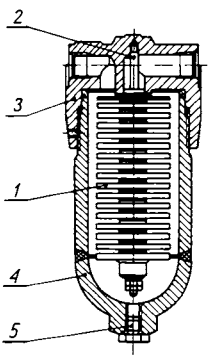
przewodem spływowym do komory *5*, po przefiltrowaniu, spływa otworem wylotowym wprost do zbiornika.

Na rys. I-304 przedstawiono niskociśnieniowy filtr zlewowy typu KF, przystosowany do zabudowy na zbiorniku. W obudowie znajduje się wkład filtracyjny *4* o dokładności filtracji $\geqslant 25$ μm (wkłady siatkowe) lub $\geqslant 10$ μm (wkłady filtracyjne wgłębne nie dające się regenerować). W obudowie zewnętrznej *2*, zamkniętej od góry pokrywą *3* umieszczona jest wężownica wodna *5* o powierzchni chłodzącej od 0,4 do 2,7 m^2. Powracający z układu do zbiornika olej wpływa do komory z wężownicą, gdzie doznaje schłodzenia i dalej przez wkład filtracyjny do zbiornika wylotem dolnym. Doprowadzenie wody chłodzącej znajduje się u góry, a odpływ u dołu. Jest to więc przeciwprądowy wymiennik ciepła, o dużej skuteczności chłodzenia.

Na rys. I-305 przedstawiono konstrukcję wysokociśnieniowego filtru siatkowego, średniodokładnego produkcji krajowej. Wewnątrz kadłuba *3*, zamykanego szczelnie głowicą *4*, znajduje się siatkowy wkład filtracyjny *1* z magnesami trwałymi *2*. Filtry te produkuje się na ciśnienia 16 i 32 MPa o przepustowości $25 \div 100$ dm^3/min.



Rys. I-305. Filtr siatkowy wysokociśnieniowy typu FSM1-SM produkcji WYTWÓRNI FILTRÓW PZL-SĘDZISZÓW; *1* — wkład filtracyjny, *2* — wkład magnetyczny, *3* — kadłub, *4* — głowica

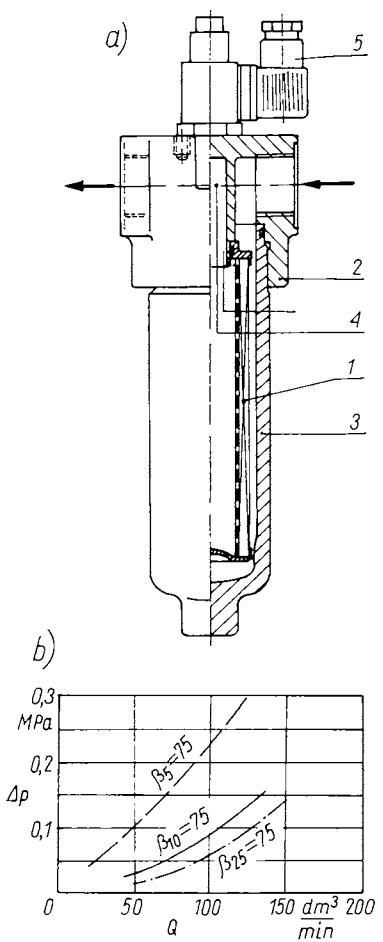


Rys. I-306. Filtr granulkowy wysokociśnieniowy, typu FG1-160-D, produkcji WYTWÓRNI FILTRÓW PZL-SĘDZISZÓW; *1*, *2* — wkład filtracyjny, *3*, *4* — kadłub, *5* korek gwintowy

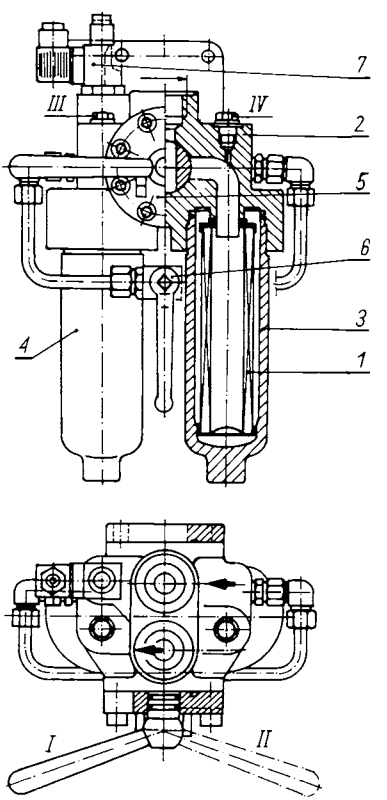
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Na rys. I-306 przedstawiono konstrukcję filtru dokładnego typu FG1-160-D, przeznaczonego do ciśnień roboczych 16 MPa oraz przystosowanego do montażu rurowego. Wkład filtracyjny składa się z krążkowych segmentów, wykonanych ze spieków granulek metalowych. Jest zamontowany w kadłubie *4* i zamknięty szczelnie główką *3*. W dnie kadłuba znajduje się otwór, służący do okresowego usuwania zanieczyszczeń z osadnika. Filtry mają wbudowane również obejściowe zawory przelewowe, otwierające się przy różnicy ciśnień wynoszącej ok. 0,4 MPa. Filtry wykonuje się o przepustowościach nominalnych $25 \div 100$ dm^3/min.

Konstrukcję filtru wysokociśnieniowego, typu HP 60-150, o maksymalnym ciśnieniu 42 MPa, firmy INTERNORMEN-Filter wyjaśnia rys. I-307a. Wymienny wkład filtracyjny *1* (zależnie od rodzaju włókna) zapewniający dokładność



Rys. I-307. Filtr wysokociśnieniowy, typu HP 60-150, Firmy INTERNORMEN-Filter RFN; a) konstrukcja, b) charakterystyki przepływowe dla trzech różnych materiałów z włókna szklanego; *1* — wkład filtracyjny, *2*, *3* — kadłub, *4* — zawór różnicowy, *5* — wskaźnik stanu zanieczyszczenia



Rys. I-308. Filtr wysokociśnieniowy, przełączalny, typu HDD 90-150 firmy INTERNORMEN-Filter (RFN); *1* — wkład filtracyjny, *2* — głowica, *3*, *4* — zbiornik, *5* — zawór przełączający, *6* — zawór dekompresyjny, *7* — wskaźnik stanu zanieczyszczenia

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

filtracji $3 \div 25$ μm, jest skręcany z żeliwną pokrywą *2*, łączoną za pomocą gwintu ze stalowym naczyniem ciśnieniowym *3*. W pokrywie jest montowany zawór różnicowy (obejściowy) *4*, otwierający się po osiągnięciu maksymalnego dopuszczalnego spadku ciśnienia równego 0,5 MPa. Na pokrywie znajduje się również wskaźnik stanu zanieczyszczenia filtru *5*. Filtry te, o przepustowości nominalnej od 60 do 150 dm^3/min, nadają się do filtracji zarówno olejów, jak i cieczy niepalnych typu HF. Na rys. I-307b przedstawiono przykładowe charakterystyki przepływowe dla trzech różnych materiałów filtracyjnych: z włókna szklanego.

Na rys. I-308 podana jest konstrukcja wysokociśnieniowego (32 MPa) filtru przełączalnego typu HDD o nominalnych przepustowościach 90 i 150 dm^3/min. Z głowicą *2* są połączone dwa naczynia (*3* i *4*) ciśnieniowe, w których znajdują się wkłady filtracyjne *1*. Włączenie w obieg filtracji lewego lub prawego filtru dokonuje się odpowiednią nastawą dźwigni zaworu przełączającego *5*. Jeśli dźwignia znajduje się w położeniu *I*, to jest włączony filtr lewy, natomiast w położeniu *II* — filtr prawy. Filtr jest wyposażony również w zawór odciążający *6*, za pomocą którego dokonuje się odciążenia filtru. W położeniu dźwigni jak na rysunku zawór ten jest zamknięty. Otwarcie zaworu następuje po przestawieniu dźwigni w położenie poziome. Przełączenia filtru można dokonywać tylko przy otwartym zaworze przełączającym. Po przełączeniu wybranej sekcji filtru zawór przełączający należy zamknąć, a odciętą sekcję odpowietrzyć śrubą *III* lub *IV*. Filtry tego typu stosuje się w układach, w których są niedopuszczalne przerwy związane z wymianą wkładu filtracyjnego. W wyłączonej z ruchu sekcji można dokonać wymiany wkładu. Wkłady filtracyjne mogą mieć, zależnie od potrzeb, dowolną dokładność filtracji $x \geqslant 1$ μm. Na pokrywie filtru znajduje się wskaźnik stanu zanieczyszczenia, dowolnego typu. Filtry o tej konstrukcji przewidziane są do pracy z olejami lub z cieczami niepalnymi.

W większości filtrów właściwy wkład filtracyjny jest uzupełniany wkładami magnetycznymi. Często w zbiorniku montuje się specjalne świece magnetyczne w taki sposób, aby były omywane przez strumień wracający z układu i wyłapywały drobne zanieczyszczenia ferromagnetyczne, powstałe w wyniku ściernego zużycia współpracujących części.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Elementy przewodzące i magazynujące czynnik roboczy

9

9.1. Przewody

Jak stwierdzono we wstępie, zasadą napędu hydrostatycznego jest przekazywanie energii od generatora do silnika dowolnego typu za pośrednictwem ciekłego czynnika roboczego. Jest to napęd substancjonalny. Przesyłanie czynnika o pewnym stanie spiętrzenia energetycznego wymaga połączenia elementów układu, jeśli nie tworzą konstrukcji zblokowanej, szczelnymi przewodami rurowymi. Jeśli powstały w ten sposób układ ma pracować poprawnie i niezawodnie, to również przewody muszą być poprawnie zwymiarowane. Wymiarowanie to polega przede wszystkim na ustaleniu średnicy wewnętrznej oraz grubości ścianki rury. Długość oraz kształt osi są narzucone rozstawieniem przetworników energii oraz aparatury sterującej w przestrzeni pozostającej do dyspozycji projektanta układu napędowego.

Średnicę wewnętrzną przewodu określa się z równania ciągłości przepływu, zakładając dopuszczalną prędkość przepływu v. Przy ustalaniu tej prędkości decydujące znaczenie mają straty hydrauliczne, wyrażane sprawnością przewodu η_R. Na ogół uważa się, że jej wartość, nawet w skrajnych przypadkach, nie może być mniejsza niż 0,8. Dla przewodów ssawnych przyjmuje się zwykle $v = 0{,}5 \div 1{,}5$ m/s, a dla przewodów tłocznych $v = 3 \div 4{,}5$ m/s; w wyjątkowych przypadkach do 6 m/s. Średnica wewnętrzna przewodu nie powinna być mniejsza od nominalnej średnicy przelotu łączonych elementów układu napędowego. Natężenie przepływu czynnika, przyjmowane jako parametr podstawowy przy wyznaczaniu średnicy wewnętrznej, powinno uwzględniać nie tylko maksymalną wydajność źródła, lecz także efekt multiplikacyjny związany ze współczynnikiem $\varphi = F_1/F_2$ siłowników z jednostronnym tłoczyskiem (patrz p. 5.2.).

Grubość ścianki przewodu dla danej jego średnicy wewnętrznej zależy od ciśnienia oraz od rodzaju materiału, z którego przewód jest wykonany. Ciśnienie rzeczywiste obciążające przewód jest zawsze wyższe od ciśnienia wyznaczonego z obciążeń zewnętrznych silnika. Pierwszą przyczyną tego jest pulsacja ciśnień wywołana nierównomiernością wydajności pomp wyporowych, drugą — obciążenia dynamiczne występujące podczas rozruchu i hamowania silników oraz związanych z nimi mas.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Założenie, że zawory maksymalne zabezpieczają układ przed tymi przeciążeniami, jest co najmniej dyskusyjne. Zwykle zawory nie reagują bowiem w przedziale tych częstości drgań słupa cieczy, jakie występują w przeciętnym układzie. Wszystko to sprawia, że przewody należy obliczać na wytrzymałość zmęczeniową i obciążenia pulsujące.

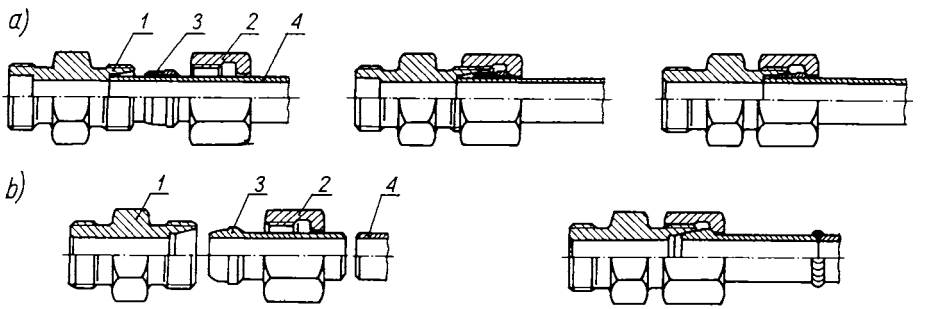
Przy obliczaniu grubości ścianki należy uwzględnić osłabienie materiału występujące przy gięciu rur. Wytrzymałość rur giętych doznaje osłabienia tym większego, im mniejszy jest promień zgięcia rury. Jeśli układ ma pracować w atmosferze korodującej, to należy przewidzieć również pewien naddatek grubości ścianki.

9.1.1. Przewody sztywne i ich łączenie

Elementy układu nie zmieniające w czasie pracy maszyny wzajemnego usytuowania względem siebie łączy się zwykle *przewodami sztywnymi*, wykonanymi *z rur stalowych, miedzianych* lub *ze stopów aluminium*. Ze względu na katalityczne oddziaływanie miedzi i jej stopów w procesie starzenia się olejów rury miedziane stosuje się raczej wyjątkowo. Najczęściej są stosowane rury stalowe bez szwu, walcowane lub ciągnione na zimno.

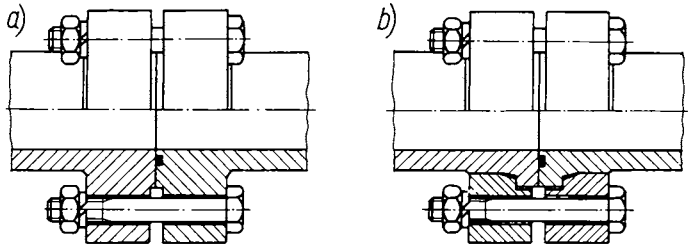
Jeśli otwory elementów znajdują się w różnych płaszczyznach, to ich łączenie przewodem niedzielonym wymaga *gięcia rur*. Operacja ta, szczególnie dla rur cienkościennych, musi być wykonana starannie. Chodzi bowiem o to, aby nie dopuścić do zowalizowania kołowego przekroju rury, a tym samym do zmniejszenia jej wytrzymałości w miejscu gięcia. Gięcia dokonuje się z reguły, stosując wypełniacze różnego rodzaju i korzystając ze specjalnych urządzeń giętarskich. Minimalny promień zgięcia nie powinien być w żadnym wypadku mniejszy od trzech średnic zewnętrznych rury. Współczynnik osłabienia wytrzymałości rury, z jakim dla tego promienia gięcia należy się liczyć, wynosi $0{,}8 \div 0{,}9$. Mniejsze wartości współczynnika występują dla rur grubościennych.

Połączenia rur między sobą mogą być *stałe* lub *rozłączne*. Połączenia stałe uzyskuje się dla rur stalowych za pomocą spawania, a w przypadku rur miedzianych lub ich stopów za pomocą lutowania. Połączenia rozłączne, umożliwiające wielokrotny montaż i demontaż, wykonuje się za pomocą łączników rurowych gwintowych lub kołnierzowych.



Rys. 1-309. Łączniki rurowe gwintowe: a) z pierścieniem zacinającym, b) z końcówką kulistą; *1* — korpus, *2* — nakrętka, *3* — pierścień zacinający lub końcówka kulista, *4* — przewód

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



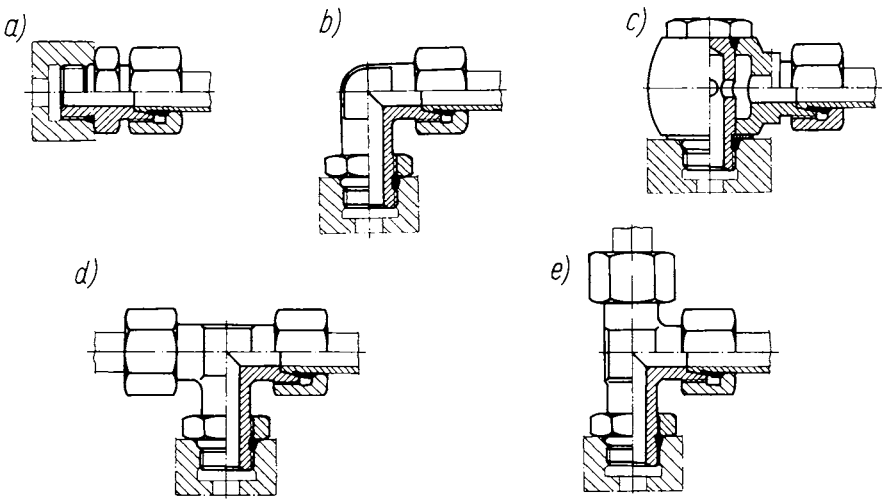
Rys. I-310
Łączniki rurowe kołnierzowe:
a) z kołnierzem stałym,
b) z kołnierzem luźnym

Na rys. I-309 przedstawiono zasadę działania najczęściej stosowanych *łączników rurowych gwintowych*, wg PN-73/M-73028 na przykładzie złączek prostych, z pierścieniem zacinającym (rys. I-309a) oraz z końcówką kulistą (rys. I-309b). Gniazda korpusu *1* mają stożki o kącie rozwarcia, równym 24° i mogą współpracować zarówno z pierścieniem zacinającym, jak i z przyspawaną do przewodu końcówką kulistą. Łączniki tej konstrukcji są przewidziane na ciśnienie robocze do 32 MPa.

Na rys. I-310 podano przykłady *złącz rurowych kołnierzowych*. Do końcówek łączonych przewodów spawa się końcówki kołnierzowe (rys. I-310a) lub oporowe pod kołnierze luźne (rys. I-310b). Uszczelnienia połączeń kołnierzowych uzyskuje się za pomocą pierścieni gumowych (PN-65/M-73160) lub uszczelką miedzianą (PN-65/M-73161). Złącza kołnierzowe stosuje się dla dużych średnic nominalnych i dla wyższych ciśnień roboczych.

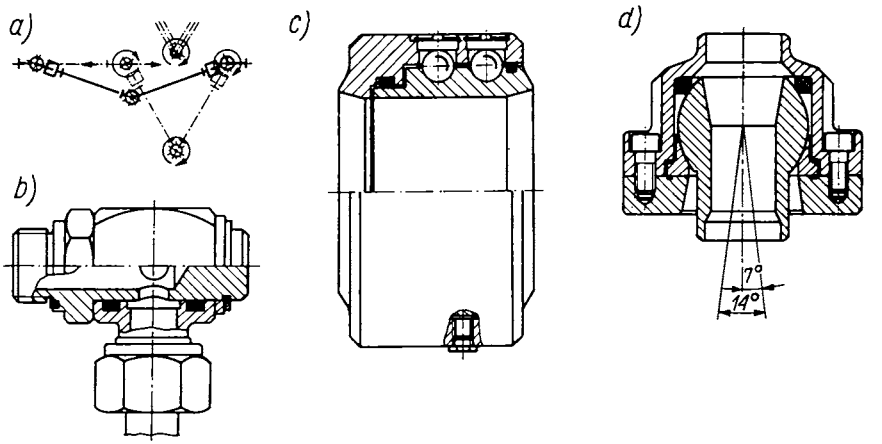
Na rys. I-311 podano podział przyłączek przewodowych, umożliwiających połączenie przewodów z gniazdami elementów hydraulicznych. Podział i oznaczenia są zgodne z normą PN-73/M-73028 i obowiązują zarówno dla pierścieni zacinających, jak również z końcówką kulistą.

Często zachodzi konieczność łączenia przewodami sztywnymi elementów pozostających w czasie pracy maszyny, w ruchu względnym. Stosuje się wówczas *złącza przegubowe* lub *obrotowe*. Jest to w wielu przypadkach rozwiązanie jedyne



Rys. I-311. Przyłączki rurowe: a) prosta, b) kolankowa, c) kątowa, d) trójnikowa symetryczna, e) trójnikowa niesymetryczna

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-312. Złącza obrotowe: a) system przewodów, b) złącze z łożyskowaniem ślizgowym, c) złącze z łożyskowaniem tocznym, d) złącze wychylne

gdy średnice przewodów są większe, a układ ma pracować przy większych ciśnieniach. Na rys. I-312a podano przykład takiego systemu przewodów, który można zrealizować, stosując złącza obrotowe łożyskowane ślizgowo (rys. I-312b) lub tocznie (rys. I-312c). Konstrukcja wg rys. I-312d przedstawia złącze przegubowe umożliwiające dodatkowo odchylenie przewodu o kąt $\pm 7°$ [52]. Konstrukcje te stosuje się do średnic nominalnych $10 \div 100$ mm przy ciśnieniach roboczych odpowiednio $12 \div 42$ MPa.

9.1.2. Przewody giętkie

Przewody giętkie służą do łączenia elementów zmieniających wzajemne położenie w czasie pracy układu napędowego. Bywają również stosowane do łączenia elementów stałych w celu wyeliminowania możliwości przenoszenia się drgań z jednego elementu na drugi. Z tego względu np. łączy się pompę zasilającą z układem za pomocą krótkiego odcinka przewodu giętkiego. Oprócz wyeliminowania możliwości przenoszenia drgań układu pompa-silnik na pozostałe elementy układu napędowego, uzyskuje się zmniejszenie pulsacji ciśnień w przewodzie tłocznym. W sumie zabieg ten obniża poziom hałaśliwości pracy napędu.

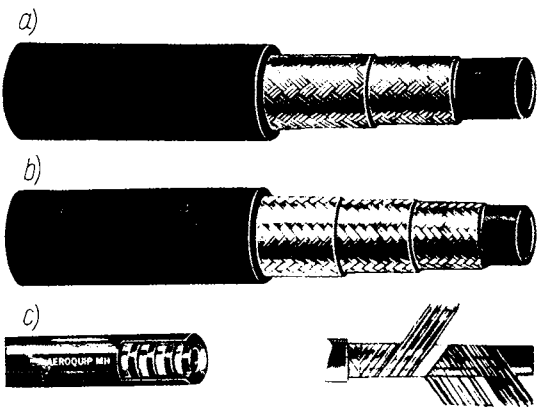
Przewodem giętkim nazywa się wąż ciśnieniowy o określonej długości, zaopatrzony w okucia, które umożliwiają połączenie go z gniazdami przyłączeniowymi elementów napędu. Wąż ciśnieniowy (rys. I-313) składa się z warstwy wewnętrznej, z oplotu stanowiącego nośnik obciążenia oraz z warstwy zewnętrznej. Warstwa wewnętrzna, w postaci rurki bez szwu, jest wykonana z materiału odpornego na działanie przepływającego czynnika, np. z kauczuku syntetycznego lub poliamidów. Materiał warstwy zewnętrznej musi odznaczać się odpornością na ścieranie i oddziaływania atmosferyczne.

O wytrzymałości węża oraz o zakresie jego zastosowania, przy określonej średnicy, decyduje rodzaj, konstrukcja i wytrzymałość oplotu. Oplot może być wykonany z *włókien naturalnych*, *sztucznych* lub z *drutu stalowego*. Wytrzymałość

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

węża o danej średnicy określa liczba warstw oplotu oraz ich udział w przenoszeniu obciążenia. Ponieważ każda następna warstwa oplotu jest mniej obciążona od poprzedniej, więc nie stosuje się liczby oplotu większej niż cztery. Węże z oplotem wykonanym z włókien naturalnych, ze względu na niską ich wytrzymałość, mogą znaleźć zastosowanie jedynie w układach sterujących lub jako przewody ssawne lub spływowe. Oplot z włókien sztucznych znajduje zastosowanie do produkcji węży średniociśnieniowych. Węże wysokociśnieniowe mają z reguły oplot z drutu stalowego.

Oplot może być *krzyżowy* (rys. I-313a, b) lub *spiralny* (rys. I-313c). W oplocie krzyżowym wiązki drutów przeplatają się ze sobą, doznając już w czasie procesu oplatania falistych przegięć. W miejscach skrzyżowań, których liczba w przeciętnym wężu o średnicy wewnętrznej 22 mm może wynosić nawet kilkaset na 1 cm jego długości, oprócz rozciągania, występują dodatkowe przegięcia drutu, powodując jego pękanie po określonej liczbie cykli obciążeń. W miejscu pęknięcia drutu powstaje szczelina, przez którą zostanie wypchnięta wewnętrzna warstwa gumy, doznając przy tym przebicia. Ciecz dostaje się pod nieumocnioną powłokę zewnętrzną, powodując jej rozerwanie.

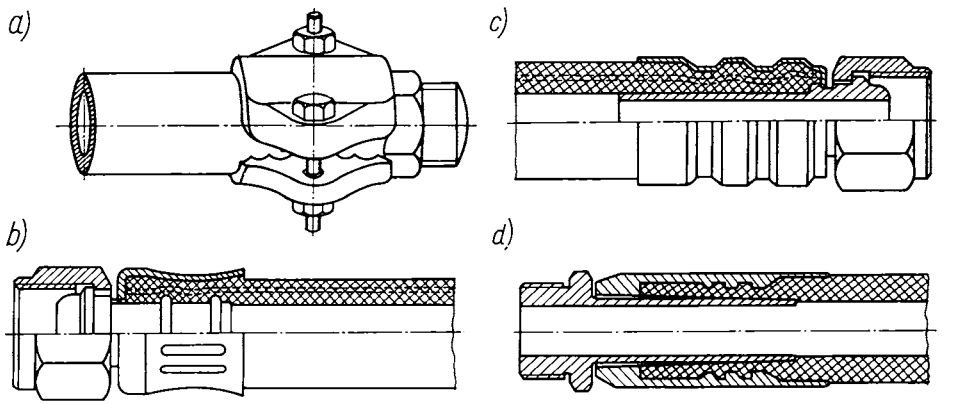


Rys. I-313
Przykłady konstrukcji węży gumowych: a) z oplotem tkaninowym, b) z oplotem krzyżowym z drutu stalowego, c) z oplotem stalowym spiralnym

Oplot spiralny jest wykonywany z drutu stalowego o większej wytrzymałości, nawijanego spiralnie w parzystej liczbie warstw. Poszczególne zwoje przylegają ściśle do siebie, tworząc elastyczną warstwę, oddzieloną od warstwy sąsiedniej wypełniaczem gumowym. Warstwy tego oplotu są bardziej równomiernie obciążone, a druty nie doznają osłabienia na skutek zginania, jakie występuje w oplocie krzyżowym. W tym też należy się dopatrywać uzasadnienia, że węże z oplotem spiralnym mają kilkanaście razy większą trwałość niż węże z oplotem krzyżowym; są jednak bardziej sztywne, a więc mają nieco gorsze własności tłumiące.

Aby wąż mógł spełniać rolę przewodu, musi zostać okuty, tzn. otrzymać końcówki o odpowiedniej konstrukcji, które pozwolą na zamontowanie go między łączonymi elementami. Obecnie jest znanych kilkadziesiąt różnych konstrukcji końcówek, które można podzielić na trzy podstawowe grupy: *końcówki łubkowo-śrubowe* (rys. I-314a), *zagniatane* lub *zawalcowywane* (rys. I-314b, c) oraz *skręcane* (rys. I-314d).

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-314. Okucia węży: a) łubkowo-śrubowe, b), c) zagniatane, d) skręcane

Końcówki łubkowo-śrubowe są stosowane wtedy, gdy należy szybko podłączyć wąż do jakiegokolwiek elementu np., przy próbach jego wytrzymałości. W maszynach końcówek tego typu raczej się nie stosuje. W końcówkach zagniatanych wąż jest trzymany między mocną tuleją wewnętrzną a zagniecioną — cieńszą, łatwiej odkształcalną — tuleją zewnętrzną. Zagnioty mogą mieć różny kształt i można je wykonywać osiowo, obwodowo lub osiowo i obwodowo. Okucia te są proste konstrukcyjnie i tanie, wymagają jednak małych odchyłek średnic charakterystycznych węża, tj. średnicy zewnętrznej, wewnętrznej oraz rozmieszczenia oplotów. Szeroko jest rozpowszechniony system końcówek skręcanych, które mają tę zaletę, że po zniszczeniu węża mogą być ponownie użyte (rys. I-314d).

Konstrukcja okucia oraz jego montaż nie może powodować ani uszkodzeń, ani też osłabienia wytrzymałości węża. Innymi słowy przewód okuty nie może pękać w obrębie okucia ani w bezpośrednim jego sąsiedztwie. Konstrukcja okucia musi być więc tak pomyślana, aby było zapewnione łagodne przejście obciążeń panujących w swobodnej części przewodu do zera w części uchwyconej w okuciu. Producenci węży oferują gotowe okute przewody dowolnych średnic i o dowolnej żądanej długości. Należy z tego korzystać, ponieważ opracowanie własnej konstrukcji okuć i technologii okuwania jest kosztowne i na ogół nieopłacalne.

Producenci węży podają w katalogach swoich wyrobów trzy rodzaje ciśnień: ciśnienie niszczące, ciśnienie robocze oraz ciśnienie próby.

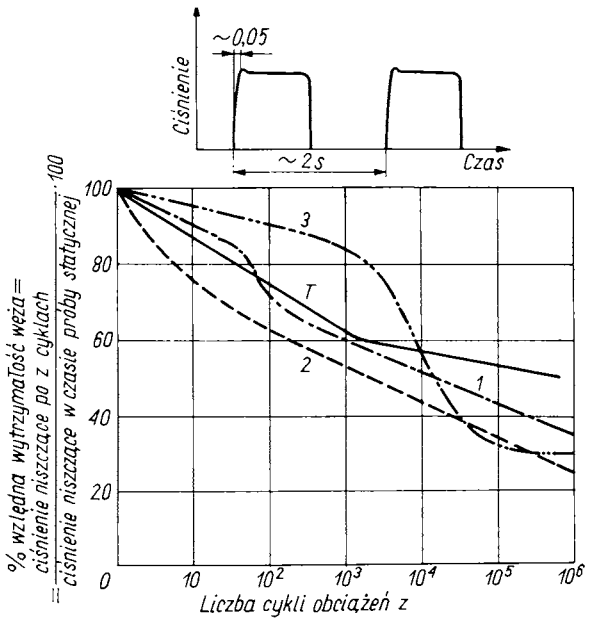
Ciśnienie niszczące jest to ciśnienie maksymalne, przy którym wąż pęka w czasie próby ciśnieniowej przy powolnym i równomiernym wzroście ciśnienia od zera.

Ciśnienie robocze, nazywane również *nominalnym*, jest to ciśnienie dopuszczalne dla węża w czasie jego pracy. Rozróżnia się dwie jego wartości, zależnie od sposobu narastania ciśnienia w sieci układu napędowego. Mówi się o *ciśnieniu stałym* (*statycznym*), jeśli w czasie pracy wzrasta ono wolno i równomiernie oraz o *ciśnieniu pulsującym* (*dynamicznym*), jeśli w czasie włączania układu powstają uderzeniowe skoki ciśnienia powyżej wartości występującej w czasie ruchu ustalonego napędu.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Ciśnienie próbne jest to ciśnienie, przy którym sprawdza się szczelność każdego przewodu po okuciu węża lub przed montażem w układzie napędowym, po dłuższym okresie magazynowania.

Główne kryterium oceny węża, wg danych katalogowych, stanowi jak dotąd ciśnienie niszczące. Ciśnienie robocze ustala się, dzieląc ciśnienie niszczące przez określony współczynnik pewności, którego wartość dla obciążeń statycznych przyjmuje się zwykle 2,5÷3. Dla obciążeń dynamicznych ciśnienie zaleca się przyjmować równe 60% wartości ciśnienia przyjmowanego dla obciążeń statycznych. Współczynnik pewności przyjmuje wtedy wartość 4÷5. Ciśnienie próbne przyjmuje się zwykle 1,5 do 2 razy wyższe od nominalnego ciśnienia roboczego dla obciążeń stałych.



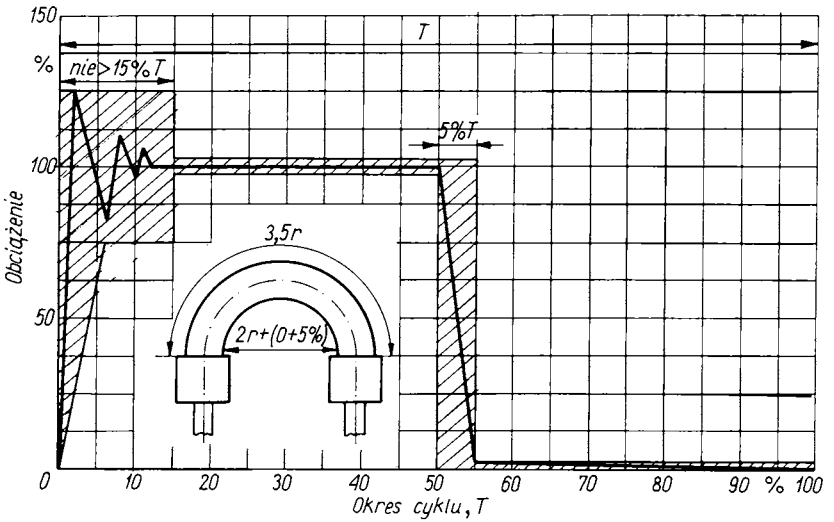
Rys. I-315
Zależność wytrzymałości względnej węży od liczby cykli obciążeń; *1, 2, 3* – węże gumowe różnego pochodzenia, *T* — wąż z tworzyw sztucznych

Ciśnienie niszczące nie może być jedynym kryterium oceny przydatności węża, jako przewodu w hydraulicznym układzie napędowym. Można bowiem wyprodukować wąż o bardzo wysokiej wytrzymałości, lecz pękający już po kilkuset nawet cyklach obciążeń dynamicznych. Na rys. I-315 podano przykładowe wykresy ilustrujące spadek wytrzymałości względnej węży po *z* cyklach obciążeń, o przebiegu prawie prostokątnym, przedstawionym u góry, z częstotliwością 30 Hz. Z wykresów widać, że dla założonej wytrzymałości trwałej 10^6 zmian obciążeń ciśnienie niszczące wynosi nie więcej niż 20÷30% ciśnienia niszczącego w czasie próby statycznej.

W kształcie cyklu obciążenia, jaki był realizowany w czasie próby, nie uwzględniono przeciążeń występujących w czasie rozruchu układu napędowego. Dlatego też w wielu krajach opracowano normy ustalające kształt i częstotliwość cyklu obciążeń oraz warunki badań testowych węży. Na rys. I-316 podano kształt cyklu, wzorowanego na normie SAE 1343b, przyjmowanego najczęściej w testowych badaniach wytrzymałości zmęczeniowej węży wysokociśnieniowych.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

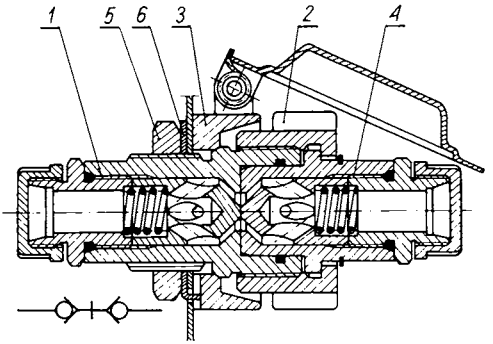
Obciążenie maksymalne ustala się, na ogół, na wysokości 125 lub 133% wartości statycznego obciążenia roboczego. Badany przewód jest w czasie próby odgięty o 180°. Promień zgięcia przyjmuje się równy minimalnej dopuszczalnej, ze względu na uszkodzenie oplotu wartości r dla danej średnicy węża. Częstotliwość zmian obciążeń przyjmuje się 70 ± 35 cykli na minutę. Minimalna liczba cykli, jaką w czasie takiej próby powinien przenosić badany wąż, nie może być mniejsza niż $2 \cdot 10^5$ dla węży o oplocie krzyżowym i $4 \cdot 10^5$ dla węży o oplocie spiralnym. Wartości te ustalono dla próby z czynnikiem o temperaturze 200°F (94°C). Stanowi to obostrzenie warunków próby, ponieważ liczba cykli przenoszonych przez wąż w temperaturze 50°C jest kilkakrotnie wyższa. Dowodzi to, że wytrzymałość zmęczeniowa węży maleje ze wzrostem temperatury. Jeśli więc wąż ma pracować przy wyższych temperaturach, to należy obniżyć dla niego ciśnienie robocze — aby zachować wymaganą jego trwałość.



Rys. I-316. Kształt cyklu obciążenia w testowych badaniach zmęczeniowych węży wysokociśnieniowych

Przewody giętkie, w porównaniu z przewodami sztywnymi, odznaczają się dużą *odkształcalnością sprężystą*. Wyraża się to dużą zmianą ich objętości ze wzrostem ciśnienia, zwaną potocznie *puchliwością*. Właściwość ta sprawia, że ich oddziaływanie na własności dynamiczne układu napędowego jest znaczące i nie można jej w obliczeniach pomijać. Puchliwość zależy od konstrukcji węża, własności materiałów użytych do jego produkcji oraz od technologii wykonania. Z dostateczną jednak dla potrzeb praktyki obliczeniowej dokładnością można przyjąć, że przy wzroście ciśnienia o 20 MPa następuje wzrost objętości początkowej węża o ok. 2%. Przyjmując tę wartość, można wyznaczyć, przez analogię do współczynnika ściśliwości cieczy — wzór (I-11), *współczynnik ściśliwości węża*, który wynosi $\beta_w = (9-11) \cdot 10^{-4}$ 1/MPa. Jest to zatem wartość (p. 2.2) tego samego rzędu, lecz nieco większa od współczynnika ściśliwości olejów hydraulicznych. *Moduł sprężystości węża* E_w, będący odwrotnością β_w, przyjmuje zatem wartości mniejsze niż dla olejów i wynoszące $E_w = (0{,}9 \div$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

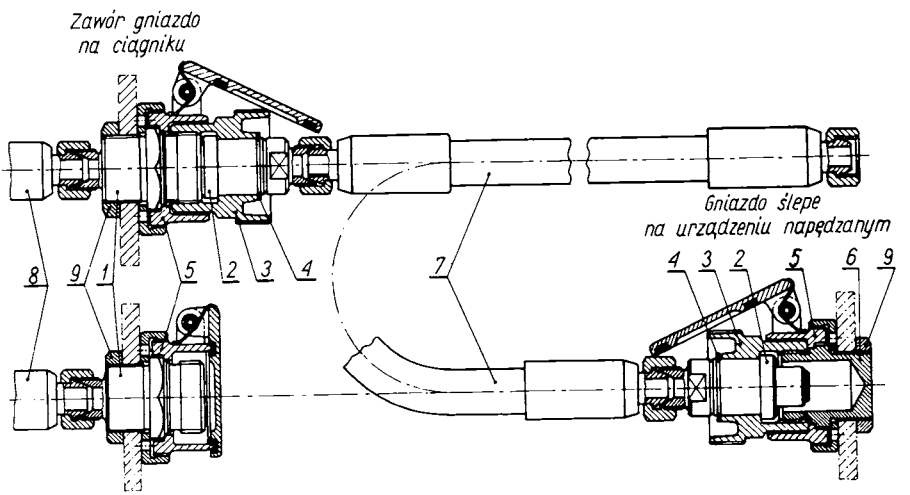


Rys. I-317
Szybkozłącze typu ZSR1-160, konstrukcji PZL-HYDRAL, Wrocław; *1* — zawór gniazdo, *2* — nakrętka, *3* — kołnierz, *4* — zawór wtyczka, *5* — nakrętka, *6* — podkładka

$\div 1{,}1) \cdot 10^3$ MPa. Dokładne wartości E_w, dla węży różnych typów i średnic podają ich producenci w materiałach ofertowych.

Okucia węży mają z reguły końcówki kuliste lub gniazda stożkowe mogące współpracować zarówno z końcówką kulistą, jak i z pierścieniem zacinającym. Wykorzystuje się do tego celu elementy normalnych łączników i przyłączek gwintowych wg rys. I-309 i I-311. Przy montażu przewodów należy bezwzględnie przestrzegać zasady, że węże nie mogą być napinane ani skręcane. W katalogach podaje się często przykłady właściwego ukształtowania przewodu łączącego elementy o różnym usytuowaniu wzajemnym.

Za pomocą przewodów giętkich dokonuje się połączenia stacji zasilających z różnego rodzaju narzędziami, urządzeniami lub maszynami z napędem hydraulicznym, okresowo ze stacji tych korzystających. Stosuje się wówczas tzw. *szybkozłącza*, pozwalające łączyć lub przerywać połączenia między zasilaniem a odbiornikami, nawet gdy znajdują się pod ciśnieniem. Szybkozłącze jest zatem, pod względem funkcjonalnym, porównywalne z układem gniazdo-wtyczka w instalacjach elektrycznych. Szybkozłącza są stosowane szczególnie często w



Rys. I-318. Przykład zastosowania szybkozłącza firmy TECHNOCHEMIE (RFN); *1* — zawór-gniazdo, *2* — zawór-wtyczka, *3* — nakrętka, *4* — pierścień osadczy, *5* — ochrona przeciwpyłowa, *6* — gniazdo ślepe, *7* — przewód giętki, *8* — przewód sztywny lub giętki, *9* — nakrętka

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

maszynach rolniczych, doczepnych do ciągników, na których znajduje się pompa i zbiornik zasilający.

Na rys. I-317 przedstawiono szybkozłącze typu ZSR1-160, konstrukcji PZL-HYDRAL we Wrocławiu. Jak widać z rysunku, jest to układ dwóch zaworów zwrotnych, co wynika nawet z symbolu graficznego, otwieranych przymusowo po skręceniu złącza. Zawór-gniazdo *1* montuje się na nieruchomej ściance związanej z miejscem zainstalowania stacji zasilającej, natomiast zawór-wtyczka *4* doznaje połączenia z przewodem giętkim za pomocą normalnego łącznika gwintowego. Po rozłączeniu obu zaworów grzybki zostają dociśnięte do gniazd, uniemożliwiających wypływ czynnika na zewnątrz z obu łączonych części. Zawór-wtyczkę mocuje się, po odłączeniu urządzenia od stacji zasilającej, w gnieździe ślepym usytuowanym na napędzanym urządzeniu (rys. I-318).

9.2. Zbiorniki

Każdy układ hydrauliczny musi mieć *zbiornik czynnika roboczego*, z którego czynnik ten jest przez pompę pobierany i do którego wraca po oddaniu energii ciśnienia w odbiorniku. Pojemność, kształt i wyposażenie zbiornika zależą od wielu czynników. O *pojemności zbiornika* decydują rodzaj i liczba zasilanych odbiorników i konieczność zapewnienia dostatecznego chłodzenia oleju w celu niedopuszczenia wzrostu jego temperatury ponad ustaloną wartość, jeśli nie przewiduje się w układzie dodatkowej chłodnicy. Przy ustalaniu pojemności zbiornika należy również uwzględnić konieczność pozostawania w nim oleju przez kilka minut, w celu umożliwienia wydzielenia się powietrza oraz opadnięcia na dno zanieczyszczeń stałych.

Całkowita pojemność zbiornika składa się z *objętości martwej* V_{min}, *objętości użytecznej* V_u, *objętości powietrza nad zwierciadłem* V_p oraz *objętości elementów wbudowanych* w zbiorniku V_c, a zatem

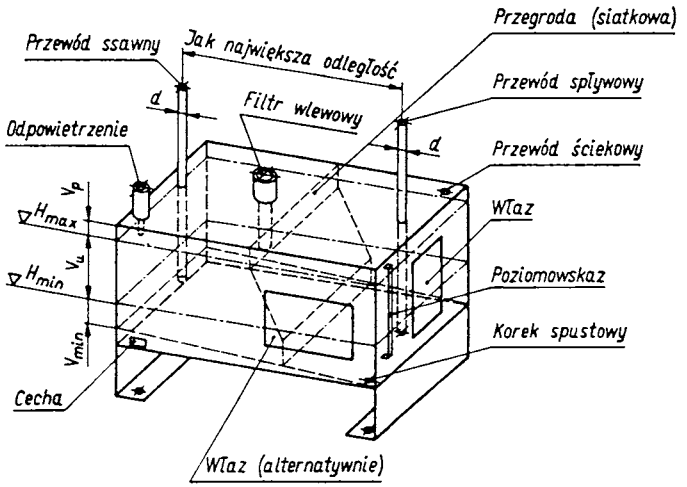
$$V_z = V_{min} + V_u + V_p + V_c \tag{I-535}$$

Objętość V_{min} jest wyznaczona przez *minimalny dopuszczalny poziom zwierciadła cieczy* H_{min} (rys. I-319). Poziom H_{min} przyjmuje się zwykle nie mniejszy niż 100 mm, ponieważ końce przewodów ssawnego i spływowego powinny zawsze pozostawać w zanurzeniu.

Objętość użyteczna V_u w układach napędowych z siłownikami jest wyznaczona różnicą poziomów H_{max} i H_{min}. Poziom H_{max} wystąpi wówczas, gdy tłoki lub nurniki zajmują w cylindrach skrajne wewnętrzne położenie, H_{min} natomiast przy pełnym skoku roboczym siłowników. Różnica ta będzie największa w przypadku siłowników jednostronnego działania. W układach z siłownikami dwustronnego działania i z jednostronnym tłoczyskiem różnicę poziomów zwierciadła cieczy wyznaczają objętości tłoczysk. Przy ustalaniu objętości V_u należy uwzględniać stopień równoczesności działania siłowników, aby nie uzależniać pojemności zbiornika od warunków, które w czasie eksploatacji układu mogą w ogóle nie występować.

W układach napędowych z silnikami hydraulicznymi poziom cieczy w

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-319
Schemat zbiornika stacjonarnego układu napędowego

zbiorniku pozostaje stały. Objętość użyteczną V_u dobiera się w tym przypadku zazwyczaj jako wielokrotność łącznej wydajności minutowej $\sum Q_g$ wszystkich zasilanych ze zbiornika pomp. Najczęściej przyjmuje się

$$V_u = (2 \div 5) \sum Q_g \tag{I-536}$$

Dobrana w ten sposób objętość V_u służy do obliczenia liczby cykli O przetłaczania całej masy cieczy w ciągu godziny, definiowanej jako

$$O = \frac{60 \sum Q_g}{V_u} \text{ 1/h} \tag{I-537}$$

Im mniejsza będzie liczba O, tym dłuższy będzie czas przebywania oleju w zbiorniku, a tym samym będą lepsze warunki do jego schładzania oraz do wydzielania się nierozpuszczalnego powietrza i cząstek zanieczyszczeń stałych. Graniczna wartość liczby O nie powinna być większa niż $12 \div 15$ [53]. Wartości większe niż 15 można dopuścić dla zbiorników w układach napędowych samojezdnych maszyn roboczych lub urządzeń stacjonarnych o małym stopniu natężenia pracy. W układach napędowych ze sterowaniem lub regulacją dławieniową liczbę O należy przyjmować mniejszą niż 12.

Objętość V_p części zbiornika ponad maksymalnym poziomem zwierciadła cieczy wynika stąd, że wysokość poduszki powietrznej nie powinna być mniejsza niż $10 \div 15\%$ całkowitej wysokości zbiornika. Jest ona potrzebna po to, aby ułatwić rozkład piany powstającej przy większych natężeniach przepływu strumienia spływowego. W wysokości poduszki powietrznej zbiornika samojezdnych maszyn roboczych należy uwzględnić także możliwość wahań zwierciadła przy jeździe po pochyłościach oraz w czasie rozruchu i hamowania mechanizmu jazdy.

Występujące w czasie pracy układu napędowego straty mocy zamieniają się na ciepło, które podnosi temperaturę czynnika obiegowego. Jeśli układ nie jest wyposażony w chłodnicę, to zbiornik jest tym zespołem, w którym musi się dokonywać wymiana ciepła między cieczą a otoczeniem. Wymiary i konstrukcja zbiornika muszą uwzględniać także i tę jego rolę. Dobieranie pojemności

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

zbiornika na podstawie liczby cykli przetłaczania w ciągu godziny jest tylko przybliżone. Nie gwarantuje, że będzie zapewnione niezbędne wymagane chłodzenie układu. Zbiornik należy zatem sprawdzić pod kątem równowagi cieplnej, przy zadanej różnicy temperatur czynnika roboczego i otoczenia.

Straty mocy w układzie nie są stałe. Zależą od cyklu roboczego maszyny, sposobu sterowania oraz od rodzaju regulacji (dławieniowej lub objętościowej) przyjętej w układzie napędowym. Do obliczeń cieplnych zbiornika najwygodniej posługiwać się *średnią wartością strat* $\bar{N}_{str}$ w czasie cyklu, zdefiniowaną jako

$$\bar{N}_{str} = \frac{\sum N_{i\,str} t_i}{\sum t_i} \tag{I-538}$$

gdzie: $N_{i\,str}$ — strata mocy w układzie w i-tej części cyklu, określonej czasem t_i; $\sum t_i$ — czas pełnego cyklu roboczego.

$N_{i\,str}$ wyznacza się, korzystając ze sprawności całkowitej elementów układu.

Nie uwzględniając ciepła oddawanego otoczeniu przez elementy składowe układu i system przewodów, a więc zakładając, że chłodzenie ma miejsce tylko w zbiorniku, można zestawić r ó w n a n i e b i l a n s u e n e r g i i w z b i o r n i k u w postaci

$$\bar{N}_{str}\,dt = \Phi_{oz}\,dt + C \tag{I-539}$$

gdzie: Φ_{oz} — strumień ciepła oddawanego otoczeniu przez zbiornik, C — pojemność cieplna cieczy oraz wszystkich elementów układu.

Strumień ciepła odprowadzanego przez zbiornik określa równanie

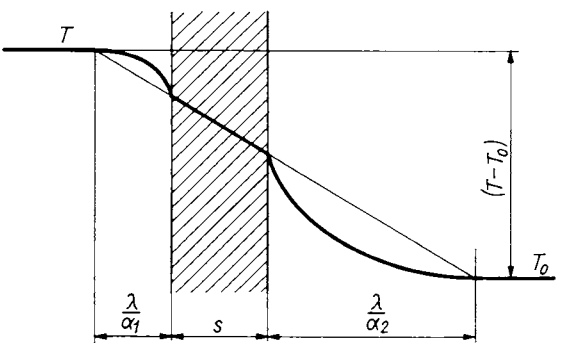
$$\Phi_{oz} = kA_z(T - T_0) \tag{I-540}$$

gdzie: k — współczynnik przenikania ciepła przez ścianki zbiornika, A_z — powierzchnia swobodna zbiornika, T — temperatura cieczy w zbiorniku, T_0 — temperatura otoczenia.

Współczynnik przenikania ciepła, którego interpretację graficzną na przykładzie pionowej ścianki zbiornika podano na rys. I-320, wyraża się związkiem

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \tag{I-541}$$

gdzie: α_1 — współczynnik przejmowania ciepła od cieczy do ścianki w kJ/(m^2·h·°C), λ — współczynnik przewodnictwa cieplnego przez ściankę



Rys. I-320
Rozkład temperatury na ściance zbiornika

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Tablica I-15. Wartości współczynnika przenikania ciepła [53]

Warunki chłodzenia	k kJ/(m²·h·°C)
Zbiornik wolnostojący w pomieszczeniu zamkniętym	54
Ścianka pionowa zbiornika	42
Zbiornik w warunkach utrudnionej cyrkulacji powietrza (np. pod układem napędowym)	25 - 42
Zbiornik z nawiewem od wentylatora	
$v = 2$ m/s	84
$v = 5$ m/s	$26.8 \cdot v^{0.75}$
Chłodnica wodna z wymuszonym ruchem czynnika i wody	400 630
Chłodnica powietrzna z wymuszonym ruchem czynnika i powietrza	400—630

zbiornika w kJ/(m · h · °C), α_2 — współczynnik przejmowania ciepła od ścianki do otoczenia w kJ/(m² · h · °C).

Przeciętne wartości współczynnika przejmowania ciepła dla różnych systemów chłodzenia czynnika roboczego oraz jego elementów zestawiono w tabl. I-15.

Pojemność cieplną układu przy wzroście temperatury o dT wyznacza się jako sumę pojemności cieplnej cieczy i wszystkich elementów z których zmontowano układ, a więc

$$C = \sum (m_i c_i) \mathrm{d}T \tag{I-542}$$

gdzie: m_i — masa elementu, c_i — ciepło właściwe w kJ/(kg · °C).

Podstawiając równania (I-540) i (I-542) do wzoru (I-539) otrzymuje się po przekształceniach

$$\mathrm{d}T = \left[\frac{\bar{N}_{str}}{\sum (m_i c_i)} - \frac{kA_z(T - T_0)}{\sum (m_i c_i)} \right] \mathrm{d}t \tag{I-543}$$

przyjmując dla uproszczenia zapisu

$$a = \frac{\bar{N}_{str}}{\sum (m_i c_i)} \quad \text{oraz} \quad b = \frac{kA_z}{\sum (m_i c_i)} \tag{I-544}$$

oraz przekształcając, uzyskuje się równanie różniczkowe w postaci

$$\mathrm{d}t = \frac{\mathrm{d}T}{a - b(T - T_0)} \tag{I-545}$$

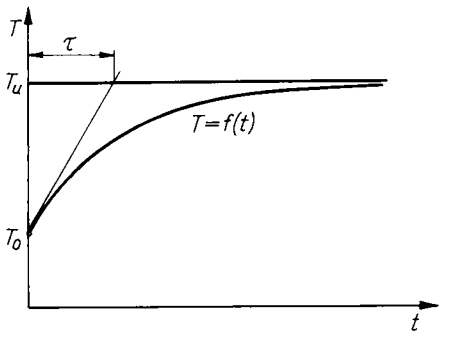
Rozwiązanie tego równania ma postać opisującą wiele zjawisk fizycznych, w tym również procesy przejściowe napędu

$$T = T_0 + \frac{a}{b}(1 - e^{-bt}) \tag{I-546}$$

Wykres tej funkcji przedstawiono na rys. I-321. Jak widać, dla $t \to \infty$ temperatura w zbiorniku osiąga wartość dla danych warunków ustaloną i równą

$$T_u = T_0 + \frac{\bar{N}_{str}}{kA_z} \tag{I-547}$$

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-321
Zależność temperatury cieczy wewnątrz zbiornika od czasu pracy układu

Stałą czasową procesu wyznacza się ze związku

$$\tau = \frac{1}{b} = \frac{C}{\Phi_{oz}} \tag{I-548}$$

Z równania (I-547) wyznacza się przybliżoną temperaturę jakiej należy się spodziewać dla układu obarczonego średnią wartością strat wyposażonego w zbiornik o powierzchni swobodnej A_z, na której wystąpi oddawanie ciepła otoczeniu o temperaturze T_0. Można się nim posłużyć do wyznaczenia powierzchni A_z niezbędnej do tego, aby końcowa temperatura w zbiorniku nie przekroczyła dopuszczalnej wartości T_u, wykorzystując przy tym orientacyjne dane dotyczące wartości współczynnika k zestawione w tabl. I-15.

W układach napędowych samojezdnych maszyn roboczych problemy cieplne są znacznie bardziej złożone. Zbiorniki, ze względu na ograniczenia przestrzeni, mają z reguły mniejsze pojemności. Liczba cykli przetłaczania całej masy cieczy jest znacznie większa niż w układach stacjonarnych i wynosi $30 \div 50$. Nie chcąc dopuścić do zbyt wysokich temperatur czynnika roboczego, należy:

— dążyć do zminimalizowania strat $\bar{N}_{str}$, a więc np. unikać stosowania sterowań lub regulacji dławieniowych;

— zwiększyć powierzchnię czynną A_z, np. przez użebrowanie ścian zbiornika;

— zwiększyć wartość współczynnika przenikania ciepła, wprowadzając dodatkowe chłodzenie nawiewowe zbiornika lub stosując oddzielną chłodnicę włączoną w obieg oleju.

Dodatkową trudność w rozwiązywaniu problemów cieplnych w układach napędowych maszyn i urządzeń pracujących na wolnym powietrzu, np. koparek i żurawi samojezdnych, sprawia zmieniająca się w dużym przedziale temperatura otoczenia, zależna od pory dnia, roku i szerokości geograficznej. Aby wymaganiom tym sprostać, zbiorniki są wyposażone nie tylko w dodatkowe chłodnice, lecz nierzadko również w urządzenia grzewcze.

Na rys. I-319 podano schemat konstrukcji zbiornika stacjonarnego układu napędowego, pracującego w pomieszczeniu zamkniętym. Zbiornik jest łączony z pompą za pomocą przewodu ssawnego i z układem napędu przewodem spływowym. Oba te przewody powinny być od siebie jak najbardziej oddalone, najlepiej wzdłuż przekątnej zbiornika. Końce przewodów, pozostając zawsze w zanurzeniu, ścina się zwykle pod kątem 45° lub odgina poziomo. Unika się w ten

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

sposób burzenia znajdujących się u dołu zbiornika warstw oleju i osiadających na dnie zanieczyszczeń. Przewód ssawny bywa zwykle zakończony koszem siatkowym lub filtrem ssawnym. W celu uspokojenia przepływu w zbiorniku oraz polepszenia warunków do wydzielania się nierozpuszczonego powietrza z oleju stosuje się *przegrody* oddzielające przestrzeń ssawną od tłocznej. Przegrody są wykonywane z blachy lub siatki o oczkach 0,25 mm. Przegrody z blachy mają wysokość nie większą niż 3/4 H_{max}. Przegrody siatkowe sięgają ponad maksymalną wysokość zwierciadła cieczy.

W pokrywie zbiornika, która powinna zapewnić szczelne jego zamknięcie, znajduje się filtr wlewowy oraz oddzielny zawór odpowietrzający, gdy filtr wlewowy nie pełni również roli filtru powietrznego. W pokrywie zbiornika znajduje się także otwór, przez który jest wprowadzany do wnętrza przewód ściekowy. Koniec tego przewodu nie powinien być zanurzony, ponieważ podnosiłoby to ciśnienie w nim panujące i utrudniało odprowadzenie przecieków wewnętrznych z instalacji.

Dno zbiornika powinno być pochyłe. Ułatwia to całkowite opróżnienie zbiornika przy okresowym czyszczeniu. Powstające w czasie eksploatacji układu, w wyniku starzenia się olejów, zanieczyszczenia spływają po dnie i gromadzą się w najniżej położonych partiach zbiornika; są więc w sposób naturalny z oleju usuwane. Otwór spustowy powinien się znajdować tuż nad dnem w najniżej położonym narożu. Zamknięcie otworu może stanowić korek gwintowy lub kurek.

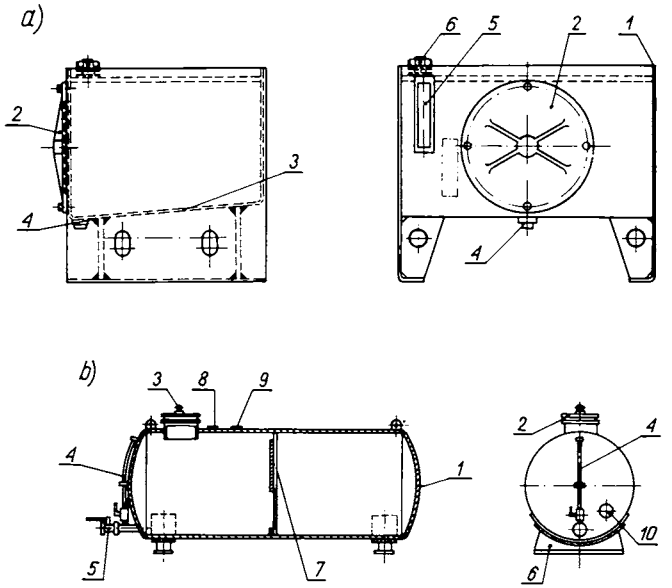
Wnętrze zbiornika powinno być okresowo czyszczone. Ułatwiają to szczelne włazy. Usytuowanie włazów powinno zapewnić łatwy dostęp do całego zbiornika przy czyszczeniu.

Zbiornik powinien być wyposażony w poziomowskaz cieczy, widoczny z miejsca obsługi układu, na którym powinny być naniesione oznaczenia minimalnego i maksymalnego poziomu cieczy, dopuszczalnego w czasie eksploatacji układu.

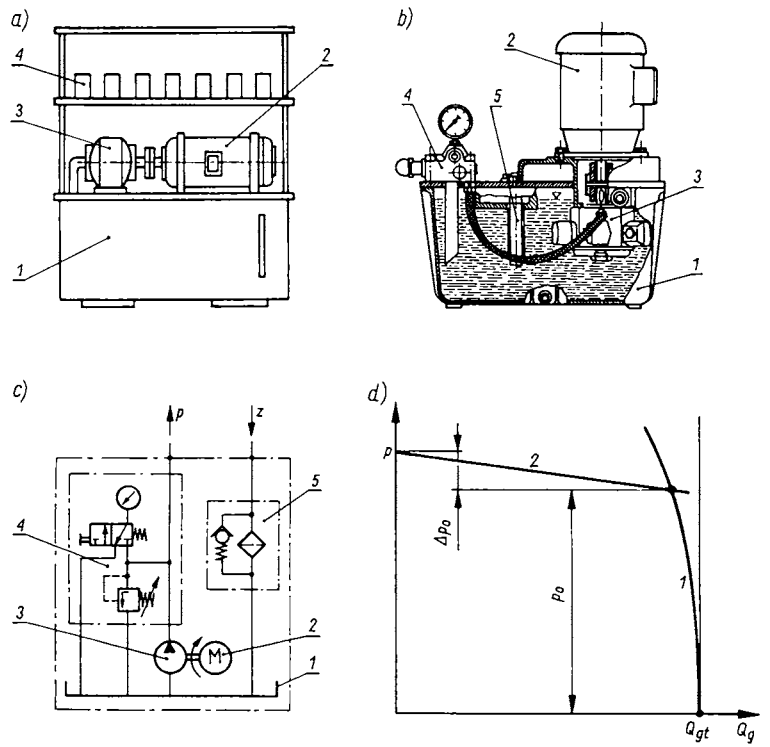
Na rys. I-322 podano przykłady konstrukcji zbiorników, oferowanych przez firmę REXROTH (RFN). Na rys. I-322a przedstawiono konstrukcję zbiornika o pojemności $60 \div 1000$ dm^3, a na rys. I-322b zbiornik walczakowy o dowolnie dużej pojemności, stosowany w układach napędowych o dużej zainstalowanej mocy, np. w zakładach przemysłu metalurgicznego lub kuzienniczych.

Zbiornik, spełniając swoją podstawową funkcję jako czynnika roboczego, może służyć również jako płyta do montażu agregatu pompowego, zaworu bezpieczeństwa oraz zespołu zaworów sterujących. Zespół *zbiornik-agregat pompowy-zawór bezpieczeństwa* nosi nazwę *stacji zasilającej* lub po prostu *zasilacza*. Wiele firm produkujących elementy napędu hydraulicznego oferuje takie zasilacze o stopniowanej wydajności, a więc i dostosowanej do niej pojemności zbiornika. Agregat pompowy może być posadowiony na pokrywie zbiornika w układzie poziomym (rys. I-323a) lub pionowym (rys. I-323b). Jest oczywiste, że konstrukcja zbiornika, a w szczególności jego pokrywa, musi mieć odpowiednią sztywność, a agregat może być mocowany do niej na podkładach tłumiących drgania.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536



Rys. I-322
Przykłady konstrukcji zbiorników firmy REXROTH (RFN): a) zbiornik o pojemności do 1000 dm^3; *1* — obrzeże wanny ściekowej, *2* — właz, *3* — dno, *4* — korek spustowy, *5* — poziomowskaz, *6* — filtr wlewowy z filtrem powietrza, b) zbiornik o dużej pojemności; *1* — walczak, *2* — kołpak z włazem, *3* — układ filtru wlewowego i powietrznego, *4* — poziomowskaz, *5* — zawór spustowy, *6* — łapa, *7* — przegroda, *8* — otwór ściekowy, *9* — przyłącze termometru lub termostatu, *10* — ogrzewanie



Rys. I-323. Stacja zasilająca: a) z agregatem pompowym na zbiorniku; *1* — zbiornik, *2* — silnik, *3* — pompa, *4* — rozdzielacze, b) z pompą wbudowaną w zbiornik; *1* — zbiornik, *2* — silnik, *3* — pompa, *4* — zespół zaworów maksymalnego i manometrycznego, *5* — filtr zlewowy, c) schemat hydrauliczny zasilacza wg rys. b), d) charakterystyka zasilacza; *1* — charakterystyka pompy, *2* — charakterystyka zaworu maksymalnego

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

W zasilaczu wg rys. I-323a układ sterujący jest usytuowany na półce ponad agregatem pompowym. Taką piętrową budowę przyjmuje się wówczas, gdy stosuje się zawory i rozdzielacze przystosowane do montażu przewodowego. Elementy przystosowane do montażu płytowego montuje się najczęściej na tablicy pionowej, usytuowanej z przodu nad zbiornikiem. Agregat pompowy znajduje się wówczas za tablicą. Pokrywa zbiornika w układzie wg rys. I-323b nadaje się dobrze do warstwowego montażu elementów sterujących i regulatorów. Zasilacz ten, produkowany przez firmę REXROTH (RFN), ma zbiornik odlewany. Silnik elektryczny *2*, mocowamy kołnierzowo do pokrywy, napędza pompę promieniową, pozostającą stale w zanurzeniu. Pompa jest łączona z gniazdem tłocznym *P* za pomocą przewodu giętkiego. Umocowany do pokrywy filtr spływowy *5* ma gniazdo przyłączeniowe przewodu spływowego.

Na rys. I-323d jest podana typowa charakterystyka zasilacza w układzie (Q, p). Krzywa *1* przedstawia charakterystykę pompy, krzywa *2* charakterystykę zaworu maksymalnego, o ciśnieniu otwarcia p_0. Charakterystyka zaworu jest tu narysowana jako zwierciadlane odbicie charakterystyki wg rys. I-241, ponieważ dla obserwatora znajdującego się w przewodzie tłocznym to co płynie przez zawór do zbiornika jest stratą, a więc ma znak ujemny. Jeśli obciążenie zewnętrzne będzie mniejsze od ciśnienia otwarcia zaworu p_0, to wydajność rzeczywista zasilacza Q_g będzie określona charakterystyką *1*. Jeśli obciążenie osiągnie wartość p_0, to otworzy się zawór i część strumienia wracać będzie z powrotem do zbiornika. Do przewodu tłocznego dochodzić będzie różnica $(Q_g - Q_z)$ określona charakterystyką *2*. Przy obciążeniu $(p_0 + \Delta p_0)$ cały, podany przez pompę strumień, wraca do zbiornika przez zawór, a natężenie w przewodzie tłocznym jest równe zero.

9.3. Wymienniki ciepła

Układy napędowe o ruchu ciągłym będą pracować tylko wówczas ze stałą sprawnością, jeśli temperatura oleju, a więc także i jego lepkość, będą stałe. Aby to osiągnąć, należałoby instalować w układzie nie tylko *chłodnice* lecz także *nagrzewnice* sterowane termostatem, utrzymującym stałą temperaturę czynnika roboczego w zbiorniku. Konieczność utrzymania temperatury w stosunkowo małym przedziale występuje również w układach wykorzystujących emulsje wodne jako czynnik roboczy. Woda zawęża zakres dopuszczalnych temperatur pracy, ponieważ ma wysoką w porównaniu z olejami temperaturę krzepnięcia, a także nieporównywalnie dużą zdolność odparowywania. W samojezdnych maszynach roboczych o małej pojemności zbiornika zachodzi najczęściej potrzeba chłodzenia cieczy, chociaż i tu są okresy wymagające nagrzewnic, np. po dłuższym postoju w niskich temperaturach otoczenia.

Obliczenia cieplne w fazie projektowania układu są zawsze mniej lub bardziej przybliżone. Po zrealizowaniu projektu może się okazać, że trudno zapewnić stan równowagi cieplnej układu w każdych warunkach eksploatacji, przy założonej temperaturze czynnika, bez zainstalowania dodatkowego wymiennika ciepła. W projekcie należy zatem przewidzieć zarówno miejsce

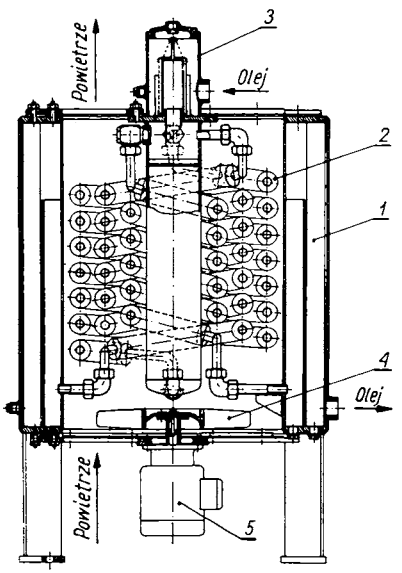
Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

wbudowania, jak i sposób podłączenia do układu dodatkowego wymiennika określonej efektywności.

Ze względu na rodzaj czynnika chłodzącego, *chłodnice* dzielą się na *wodne i powietrzne*. Najprostszym sposobem chłodzenia wodą jest wężownica wodna wbudowana w zbiornik olejowy. System ten jest jednak mało skuteczny, nawet w przypadku wężownicy wykonanej z rur miedzianych, ponieważ nie można wpływać na ruch cieczy w zbiorniku w celu stworzenia optymalnych warunków do wymiany ciepła między czynnikiem roboczym a wodą chłodzącą. System ten jest także kosztowny w eksploatacji ze względu na duże zużycie wody. Większą skuteczność chłodzenia uzyskuje się w *przeciwprądowych wymiennikach ciepła*. Instaluje się je w linii spływowej, a więc w miejscu gdzie występują najniższe ciśnienia i najwyższe temperatury oleju. Schładzania można dokonywać także w niezależnym obiegu chłodzącym. Krążenie czynnika w układzie zbiornik-chłodnica-zbiornik jest wymuszane wówczas przez oddzielną pompę, najczęściej wirową. Zaletą chłodzenia wodnego są małe wymiary chłodnic oraz niska ich cena, wadą — znaczne zużycie wody, a przez to duże koszty eksploatacyjne.

Chłodnice powietrzne mają konstrukcję podobną do chłodnic stosowanych w samochodach. Chłodzony czynnik przepływa z małą prędkością przez układ użebrowanych rur, owiewanych z zewnątrz powietrzem. Nawiew powietrza jest wymuszony przez wentylator napędzany silnikiem elektrycznym. W samojezdnych maszynach roboczych stosuje się chłodnice bez wentylatorów, wykorzystujące nawiew wynikający z ruchu pojazdu lub opływ powietrza wymuszony prądami termicznymi. Chłodnice powietrzne mają kilkakrotnie większe wymiary niż chłodnice wodne, kosztują drożej, lecz za to są tańsze w eksploatacji.

Chłodnice powietrzne można również agregować ze zbiornikami. Na rys. I-324 przedstawiono przykład takiej konstrukcji firmy K. H. EPPENSTEINER



Rys. I-324
Zbiornik z chłodzeniem powietrznym, firmy K. H. EPPENSTEINER (RFN); *1* — zbiornik, *2* — chłodnica, *3* — filtr, *4* — wentylator, *5* — silnik elektryczny

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

(RFN). W zbiorniku *1* znajduje się kanał chłodzący z wbudowaną w nim chłodnicą spiralną *2*. Olej jest doprowadzany do kołpaka *3*, w którym znajduje się filtr spływowy z magnesem trwałym. Po przejściu przez filtr strumień oleju rozdziela się na trzy równolegle połączone segmenty chłodnic wykonane z rur zewnętrznie użebrowanych, którymi spływa do zbiornika. Kanał chłodzący zamykają z obu stron blachy dziurkowate, umożliwiające swobodny przepływ powietrza. W dolnej części zbiornika znajduje się wentylator *4*, wymuszający nawiew powietrza na chłodnice spiralne. Wentylator może być napędzany silnikiem elektrycznym lub hydraulicznym. Silniki hydrauliczne są rozwiązaniem przeciwwybuchowym, nadającym się do stosowania w zakładach przemysłu chemicznego i w górnictwie. Kanał chłodzący może być usytuowany także poziomo. Przedstawiona na rysunku konstrukcja ma zbiornik o pojemności ok. 250 dm^3. Łączna powierzchnia chłodzenia wynosi 30 m^2.

Rodzaj i konstrukcja nagrzewnic zależy od rodzaju dostępnej do nagrzewania energii. *Nagrzewanie* można uzyskać, doprowadzając do wymiennika *ciepłe powietrze*, *wodę*, *parę* lub *energię elektryczną* — w przypadku stosowania grzałek oporowych. Zwłaszcza ten ostatni sposób podgrzewania jest bardzo wygodny, ponieważ grzałki mogą być wbudowywane wprost do zbiornika. Jeśli układ wymagałby doprowadzenia większych ilości ciepła, to należy instalować *nagrzewnice przepływowe* w niezależnym obiegu w układzie zbiornik-nagrzewnica-zbiornik, podobnie jak przy chłodzeniu. Układ taki może, stosując jeden wymiennik, służyć przy rozruchu jako nagrzewnica zasilana wodą ciepłą, a w ruchu ustalonym jako chłodnica po odcięciu dopływu wody ciepłej i doprowadzeniu wody zimnej. Zasadę tę można zrealizować w układach napędowych samojezdnych maszyn roboczych, sprzęgających odpowiednio układ chłodzący spalinowego silnika napędowego z układem hydraulicznym. Chłodnica silnika musi być zwymiarowana w ten sposób, aby mogła sprostać również dodatkowemu obciążeniu pochodzącemu od układu hydraulicznego.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Literatura

1. Szachnowski W. H., Wiślicki B. J.: Izentropowe stałe sprężystości oraz gęstość produktów naftowych w funkcji temperatury i ciśnienia. Instytut Lotnictwa, Warszawa 1976.
2. Rendel D., Allen G. R.: Air in hydraulic transmission systems. Aicr. Eng. Nov. 1951, p. 337.
3. Bingham A. E.: Some problems of fluids for hydraulic power transmissions. Proc. Inst. Mech. Eng. 1951, p. 388.
4. Schmidt W.: Eigenschaften von Hydraulikölen. Ind. Anz. Nov. 1959, Nr 94—24, s. 1542—1546.
5. Kombinat DELTA-HYDRAL: Informator techniczny hydrauliki siłowej. Wyd. I-1966, wyd. IV-1970, Wrocław.
6. Schürmann H., Strotkamp V.,Wolkenar P.: Kriterien zur Auslegung von wasserhydraulisch betriebenen Systemen und Alagen. Ölhydr. u. Pneum. 1985, Nr 3, s. 165—168.
7. Nikolaus H.: Druckwasserhydraulik mit ölhydraulischen Geräten. Ölhydr. u. Pneum. 1981, Nr 11, s. 835—837, Nr 12, s. 899—902.
8. Reichel J.: Druckflüssigkeiten der Gruppe HFC und das Verschleissverhalten von Verdrängermaschinen. Ölhydr. u. Pneum. 1985, Nr 3, s. 157—162.
9. Schlösser W. M. I.: Ein matematisches Modell für Verdrängerpumpen und Motoren. Ölhydr. u. Pneum. 1961, Nr 4, s. 122—129.
10. Schlösser W. M. I., Hilbrands I. W.: Der volumentrische Wirkungsgrad von Verdrängerpumpen. Ölhydr. u. Pneum. 1963, Nr 12, s. 469—476.
11. Majtejnyi S.: Möglichkeiten der Förderstromberechnung für Zahnradpumpen. Maschinenbautechnik 1975, Nr 12, s. 543—548.
12. Stryczek J.: Pompy zębate o zazębieniu ewolwentowym. Prz. Mech. 1978, nr 7, s. 5—11.
13. Müller K. H.: Lärmminderung bei Aussenzahradpumpen unterschiedlicher Bauart. VDI Ber. 1975, Nr 239, s. 145—147.
14. Judin E. M.: Pompy zębate. Warszawa PWT 1958.
15. Stryczek J.: Wydajność pomp zębatych i współczynnik jej nierównomierności: Rozpr. Dokt. w Inst. Konstr. i Eksploat. Maszyn Politechniki Wrocławskiej, 1980, Wrocław.
16. Eisenmann S. A.: Neue Trochoiden — Innenzahnradpumpe mit geringer Pulsation und extrem ruhigen Lauf. Ölhydr. u. Pneum. 1973, Nr 4, s. 126—131.
17. Schöller K.: Die Ring-Rotor-Pumpe ein geräuscharmer Hydrogenerator. Ölhydr. u. Pneum. 1974, Nr 4, s. 396—398.
18. Ströii G., Saliger G.: Schraubenpumpen in Dreispindelausführung. Maschinenbautechnik 1964, Nr 2, s. 64—71.
19. Danek W.: Rozwój konstrukcji pomp śrubowych trójwirnikowych. Sterowanie i Napęd Hydr. 1984, nr 3, s. 76—78.
20. Żmudj A. E.: Wintowyje nasosy s cykloidalnym zaceplenіem. Maszgiz, 1962 Leningrad.
21. Pyż O. A., Charitonow E. C., Jegorowa P. B.: Sudowyje wintowyje nasosy. Izdatielstwo Sudostrojenie 1969 Leningrad.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

22. Wunderlich E.: Die Schraubenspindelpumpe in der Ölhydraulik. Ölhydr. u. Pneum. 1982, Nr 1, s. 28—30.
23. Handbuch der Hydraulik. Wyd. firmy Vickers, Bad Homburg 1971.
24. Morlock J.: Geräusche hydraulischer Anlagen. Rexroth Informationen Quartely 1984, Nr 3, s. 2—8.
25. Aczerkan N. S.: Opredielenije stiepeni nierawnomiernosti podaczi rotornych porszenkowych gidromaszin z kolcewoj naprawlajuszczej. Wiest. Maszinostr. 1950, nr 9, s. 12—18.
26. Baszta T. M., Zajczenko I. Z., Jermakow W. N., Chajmowicz E. M.: Objomnyje gidrawliczeskije priwody. Moskwa, Izdat. Maszinostr. 1969.
27. Balas W.: Łożysko hydrostatyczne w osiowych pompach tłokowych. Prz. Mech. 1966, nr 11, s. 329—331.
28. Rakowski J.: Metoda projektowania rozdzielaczy tarczowych pomp wielotłoczkowych osiowych. Rozpr. Doktorska w Inst. Konstr. i Eksploatacji Maszyn Pol. Wrocławskiej, 1978 Wrocław.
29. Grosser H.: Radialkolbenpumpen-Stell- und Regeleinrichtungen. Techn. Informationsdienst ORSTA Hydraulik 1965, Nr 1, S. 2—12.
30. Stryczek J.: Zazębienie epicykloidalne silników hydraulicznych typu Orbit. Prz. Mech. 1985, nr 5, s. 5—9.
31. Ohrberg C. V.: Comparaisons entre le moteur gérotor et le moteur Orbit. Hydraul. Pneum. á Asserviss. 1969, No 6, p. 73—77.
32. Zalewski Z.: Silnik hydrauliczny typu SOK. Prz. Mech. 1979, nr 18, s. 1—3.
33. Sicniawski B., Janowski M.: Silniki obiegowo-krzywkowe, wysokomomentowe wolnoobrotowe SOK. Referaty z narady nt. Postęp Techniczny w krajowych konstrukcjach napędów hydraulicznych, Wrocław 1980, s. 155—165.
34. Müller H.: Gleichförmigkeitsuntersuchungen hydraulischer Antriebe. Ölhydr. u. Pneum. 1979, Nr 5, s. 385—387.
35. Kułagin A. W.: Osnowy tieorii i konstruirowanija objomnych gidropieredacz. Moskwa, Izd. Wysszaja Szkoła 1968.
36. Walczak J.: Wytrzymałość materiałów oraz podstawy teorii sprężystości i plastyczności. T II. Warszawa—Kraków, PWN 1977, s. 407.
37. Dräckelmann G.: Teleskopzylinder im Autokran. Ölhydr. u. Pneum. 1974, Nr 9, s. 673—676.
38. Motz H. D.: Biegekolben — Hydraulik — Aufzug. Fördern und Heben. 1975, Nr 13, s. 1261—1266.
39. Mc Cloy D.: Discharge characteristic of servo valve orifices. Fluid Power International Conferenc, London 1968.
40. Blackburn J. F., Reethof G., Shearer J. L.: Fluid Power Control.Wiesbaden, Krauskopf — Verl. 1962.
41. Will D., Ströhl H.: Einführung in die Hydraulik u. Pneumatik. VEB Verlag Tehnik, Berlin 1981.
42. Handbuch der Standardhydraulik — und Pneumatik der DDR. Leipzig, VEB — Zentrale Entwicklung und Konstruktion Hydraulik 1965.
43. Vorlemann K.: Möglichkeiten und Grenzen des Einsatzes von 2 — Wege — Einbauventilen. Ölhydr. u. Pneum. 1979, Nr 4.
44. Scheffel G., Pasche E.: Ventile der 2 Generation. Stetig verstellbare 2 — Wege — Einbauventile. Ölhydr. u. Pneum. 1984, Nr 10, s. 604—608.
45. Presch M.: Die Streuerung von Strömen hohen statischen Druckes mit Sitzventilen. Ölhydr. u. Pneum. 1970, Nr 8, s. 366—369.
46. Schröder D.: Neue 4/4 — Wege — Eilgang — Sitzventile. Ölhydr. u. Pneum. 1973, Nr 6, s. 151—154.
47. Feldman D. G.: Aufbau von Streuerungen in Blockbauweise. Ölhydr. u. Pneum. 1975, Nr 1, s. 23—27.
48. Kudźma Z.: Wpływ ukształtowania układu grzybek — gniazdo na własności statyczne i dynamiczne zaworów maksymalnych. Rozprawa doktorska w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 1980.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

49. Klein H. Ch.: Anwendung hydropneumatischer Energiespeicher in der Ölhydraulik. Konstruktion, 1964, Nr 1, s. 12—21.
50. Typowe elementy hydrauliki siłowej. Katalog SWW 0876. Warszawa, WEMA 1980.
51. Borowik S., Wiślicki B.: Ciecze robocze i filtracja w warunkach prawidłowej eksploatacji układów hydraulicznych — Problemy filtracji i zanieczyszczeń mechanicznych cieczy roboczych. Sterowanie i Napęd Hydraul. 1984, nr 2, s. 87—91.
52. Jahndorf H.: Rohrdrehgelenke und Rohrdrehgelenksysteme — Bewegliche Rohrverbindungen. Ölhydr. u. Pneum. 1974, Nr 3, s. 193—197.
53. Panzer P., Beitler G.: Arbeitsbuch der Ölhydraulik. Krauskopf — Verl. Mainz 1969.

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

Skorowidz rzeczowy

Agresywność cieczy niepalnych 41
– olejów 31
akumulator ciężarowy 381—383
gazowy 381—387, 397, 398
z tłokiem dzielonym 397
hydrauliczny 381—401
–, przykłady konstrukcji 395—401
membranowy 398, 399
pęcherzowy 398—400
– sprężynowy 381—383
tłokowy 395—398
z przegrodą elastyczną 398—400
– z zamknięciem hydraulicznym 397

Bilans mocy regulatora dwudrogowego 367, 368
trójdrogowego 372, 373
synchronizatora 377
biodegradacja cieczy niepalnych 41
blok sterujący 283, 326
bocznikowanie filtru 411

Centypuaz 24
centystokes 25
charakterystyka akumulatora 382
filtru przepływowa 406
kapilary przepływowa 360
kryzy przepływowa 360
oleju lepkościowo-temperaturowa 38
pompy osiowej o nastawnej wydajności 227
– wyporowej przepływowa 50, 51, 60—63
regulatora przepływowa 368, 369
– rozdzielacza 289, 290, 304, 314, 318
silnika wyporowego 234—239, 242
synchronizatora przepływowa 376
– zaworu przepływowa 283, 342—347, 361—363
chłodnica 11, 434, 435
– powietrzna 435
wodna 435
chłonność silnika 232—235, 250
siłownika 266

ciecz doskonała 10
klasy HFA 41—46
– – HFB 41, 45
– – HFC 41, 45
– – HFD 41, 46
niepalna 41—46
–, własności smarne 41
– robocza, wiadomości podstawowe 17—46
– –, własności deemulgacyjne 30
– –, – korozyjne 30, 31
– –, – smarne 30
– –, wymagania 17, 18
–, zanieczyszczenia 402—406
ciepło właściwe oleju 23, 24
ciśnienie a lepkość oleju 27, 28
– naładowania akumulatora 389
– na powierzchni kół zębatych pomp 75—77, 85, 93
– w akumulatorze gazowym 384—387
– w cylindrze 23
w komorze tłumiącej siłownika 271
– – – wyporowej pompy osiowej 212—214
– – promieniowej 175—179
– w przewodzie niszczące 423, 424
– – – próbne 424
robocze 423, 424
w regulatorze przepływu 366, 367, 372
w synchronizatorze 376—378
w zaworze maksymalnym w stanie nieustalonym 346
– – nominalne 283
– – – przy otwarciu 340
– redukcyjnym pośredniego działania 357, 358
cykle pracy akumulatora 388—395
cylinder akumulatora 396
hydrauliczny (siłownik) 10, 11, 260
– siłownika, odkształcenie 268, 269
czas skoku tłoka siłownika 262
czynnik roboczy (obiegowy) 17

Deemulgacyjne własności cieczy roboczych 30
dobieg tłoka siłownika, hamowanie 269—271

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

docisk łopatek do bieżni 146, 147
dodatki do olejów 34
dokładność filtracji 404—406
dzielnik strumienia 374, 375

Ekspansja w komorze wyporowej pompy promieniowej 176—179
ekwidystanta 94
elementy logiczne 324, 330—334
– przewodzące i magazynujące czynnik roboczy 418—436
energia ciśnienia 10
– kinetyczna 10
– – mas związanych z tłokiem 270, 271
– potencjalna (położenia) 10
epicykloida 120—124

Filtr 11, 402—417
– główny 410, 411
– granulkowy wysokociśnieniowy 415, 416
– niskociśnieniowy (spływowy, zlewowy) 410, 414, 415
– powierzchniowy 406
– siatkowy 406, 414, 415
– – niskociśnieniowy 414
– – oczkowy 406
– – szczelinowy 406
– – wysokociśnieniowy 415
– ssawny 410, 411, 413, 414
– tłoczny 410, 411
– wgłębny 406
– wlewowy 410, 412, 413
– wysokociśnieniowy 410, 411, 415—417
– – przełączalny 416, 417
– zbocznikowany 412
filtry, przykłady konstrukcji 412—417
–, umiejscowienie w układzie 410—412
–, zasady doboru 406—409

Gazy w czynniku roboczym 29
gęstość cieczy niepalnych 41
– czynnika po ogrzaniu 22
gięcie rur 419
główka tłoczka w pompie osiowej 186
gniazdo gwintowe 324, 325

Hałas wytwarzany przez pompę zębatą 75, 76
hamowanie dobiegu tłoka siłownika 269—271
hipocykloida 94—103

Inhibitory a starzenie się olejów 33

Kawitacja 29
– w pompach zębatych 74
kąt obrotu rolki pompy wielotłoczkowej 162
– – tłoczka pompy wielotłoczkowej 160
kąt obrotu wałka pompy wielotłoczkowej osiowej 188, 189
– – wirnika pompy wielotłoczkowej osiowej 188, 189
– wyprzedzenia wałka pompy wielotłoczkowej osiowej 189
klasy zanieczyszczeń cieczy wg NAS 403, 405
– – – – ISO 404, 405
koła zębate o zębach hipocykloidalnych 94, 96
– – – – korygowanych 69
– – – – normalnych niekorygowanych 69
kompensacja luzów w pompie zębatej 64, 78—93
– – – – – – firmy BOSCH 83, 92, 93
– – – – – – DOWTY 82, 83
– – – – – – PLESSEY 82, 83
– – – – krajowej 82
– – – – osiowej 64, 80—91
– – – – – o zazębieniu wewnętrznym 92, 93
– – – – – – – zewnętrznym 92, 93
– – – – – promieniowej 64, 91—93
– – – – – za pomocą tłoczków 83, 84
kompresja politropowa 392
– w pompie 152, 176—178
końcówka węża 422, 423
korekcja zarysu śruby pompy 116—118
korozyjne własności cieczy roboczej 30, 31
krzywka silnika wolnoobrotowego 252, 253

Lepkość cieczy (oleju) 24—28, 34—39, 43—46
– – a ciśnienie 27, 28
– – a temperatura 25—27
– – dynamiczna 24, 25
– – kinematyczna 25, 26, 34—37, 45
– – klasy HFA 43, 44
– – – HFC 45
– – – HFD 46
– – niepalnych w zależności od temperatury 45
– – ogólnego przeznaczenia 37
– – podczas pracy 39
– – rozruchowa dopuszczalna 39
– – wg Englera 25, 36, 37
– – w zależności od ciśnienia 38
liczba kwasowa oleju 32
– przyporu zarysów śrub 122
– – zazębień wewnętrznych 101
– Sommerfelda 43
– zmydlenia 32, 33
luzy w pompie zębatej 63, 78—93
– – – osiowe 63, 80—91
– – – – promieniowe 63, 91—93

Ładowanie akumulatora gazowego 384—387
łącznik rurowy gwintowy 419, 420
– kołnierzowy 420
łopatki pompy 145—148
– – odciążone 146—148
firmy DENISON 148

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

łopatki pompy odciążone firmy VICKERS 147, 148
łożyska pomp zębatych 75—78
łożyskowanie wałka pompy osiowej 223

Magazynowanie czynnika roboczego, elementy 418—436
materiały filtrujące 406—409
moc napędu hydrostatycznego 12
– pompy 51, 59—62
– – efektywna 62
– – teoretyczna 51
– regulatora dwudrogowego 367, 368
– – trójdrogowego 372, 373
– silnika idealnego 234, 235
– siłownika 263
– synchronizatora 377, 378
moduł hipocykloidy 94, 95
– sprężystości oleju 18—22
– – izentropowy 20, 21
– – węży 425
– uzębienia 94, 95
moment działający na stopkę 207
– nastawczy tarczy oporowej 211
– na wałku pompy 51, 56—59, 62, 65, 78, 87—89, 126—129, 143, 144, 170, 171, 194, 195, 202
– – – – idealny 51
– – – – łopatkowej 144
– – – – śrubowej 126—129
– – – – wielotłoczkowej osiowej 194, 195, 202
– – – – – promieniowej 170, 171
zębatej 65, 78, 87—89
silnika 232—237
– – – – idealnego 234
– – siłownika śrubowego 266
– – wirniku pompy osiowej z wychylną tarczą 208—211
obciążający śrubę pompy 128, 129
– strat pompy 56, 57

Nacisk na łopatkę i bieżnię pompy 146, 147
śrubę pompy 130, 133
– – tłoczek pompy 202, 203
nagrzewnica 434—436
napełnianie akumulatora gazem 400, 401
napęd 9—16
elektryczny 9
hydrauliczny 9
– hydrokinetyczny 10
hydrostatyczny 10, 13—16
– –, zasada działania 11—13
mechaniczny 9
– pneumatyczny 9
płynowy 9
ręczny 49
silnikowy 49
substancjonalny 9
– tłokowy 12
naprężenia styczne 24
natężenie przepływu filtrowanej cieczy 409
– laminarnego 44, 53
objętościowe 12, 44
– przez regulator dwudrogowy 367
– – trójdrogowy 372
szczelinę 53, 271, 313—319
– – zawór 339, 347, 358
maksymalny 347
redukcyjny 358
nierównomierność wydajności pompy wielotłoczkowej osiowej 199
zębatej 71—73
nieszczelność siłownika wewnętrzna 272
zewnętrzna 272
nurnik 260

Obciążenie elementów pompy wielotłoczkowej promieniowej 169—174
– łożysk pompy 75—78, 143, 144
– – – łopatkowej 144
– – – zębatej 75—78
– przestrzeni zasklepionej pomp zębatych 73—75
– stopki pompy wielotłoczkowej 204, 205
– suwaka rozdzielacza 292—299
– – – poprzeczne 292
– – – siłami hydrodynamicznymi 295
– – – wzdłużne 292
– śruby pompy 126—133
– – – osiowe 129—130
– – – promieniowe 131—133
– tarczy oporowej pompy wielotłoczkowej osiowej 208—211
– tłoczka pompy osiowej 200—203
– węża 424, 425
– wirnika pompy wielotłoczkowej osiowej 208—211
– zaworów grzybkowych 342
– zespołu wirnikowego pompy osiowej 190—193
objętość akumulatora 394
zbiornika 427, 428
– – martwa 427
– – użyteczna 427, 428
odciążenie czopa rozrządczego pompy promieniowej 174, 175
łopatek 146—148
– rozrządu tarczowego silnika wolnoobrotowego 254—256
oddychanie zbiornika 412
odkształcalność sprężysta węży 425
odkształcenie cylindra siłownika 268, 269
– postaciowe cieczy lepkiej 24
odporność korozyjna cieczy niepalnych 41
na korozję oleju 34, 35
– – pienienie oleju 34, 35
– – ścinanie oleju 34, 35
– – utlenianie oleju 34, 35
okucia węży 422, 423, 426

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

oleje elektroizolacyjne EL 34, 35
- hydrauliczne 17—40
- krajowe, własności 33—37
-, kryteria doboru 38—40
- letnie 40
- maszynowe 34, 35, 37
- mineralne ogólnego przeznaczenia 37
- przekładniowe Pk 34—37, 40
- przemysłowe PM 34, 35, 37, 40
- silnikowe SI 34, 35, 37, 40
- solarowe 34, 35, 37
- sprężarkowe Sp 34, 35, 37, 40
- technologiczne Te 34, 35, 37
- transformatorowe 34, 35, 37
- turbinowe Tu 34, 35, 37, 40
- wrzecionowe 34, 35, 37, 40
- zimowe 40
oplot przewodów giętkich 421, 422
opory przepływu przez filtr 406, 411
- ruchu łopatek pompy 146

Para suwakowa, konstrukcja 286—292
parametr nastawy silnika 234
pasowania i odchyłki w obudowie siłowników 278, 279
pęcznienie uszczelek 31
pH cieczy niepalnych 41
pienienie się olejów 28—30
pierścień podporowy siłownika 273
- rozprężny siłownika 273
- uszczelniający rowkowy 275, 276
- zgarniający siłownika 274, 275
pochłanialność zanieczyszczeń przez różne materiały filtracyjne 408
podnośnik hydrauliczny 11
podparcie hydrostatyczne stopki 203
pojemność cieplna w układzie zbiornika 430
- nominalna akumulatora 382
- zbiornika 427
pole powierzchni kompensacji luzów w pompie zębatej 85, 86, 90, 91
- - przekroju poprzecznego śruby biernej 124—126
- - - - - czynnej 122—124
połączenia rur nierozłączne 419
- - rozłączne 419
pompa 11, 47
- dwuśrubowa 111, 112
- gerotorowa 64
- jednostopniowa 50
- jednostrumieniowa 49
- jednośrubowa 111
- łopatkowa 137—152
- - firmy VICKERS 148—151
- - o nastawnej wydajności firmy REXROTH 151, 152
- - podwójnego działania 137, 138, 141, 142
- - pojedynczego działania 137—141
- -, przykłady konstrukcji 148—152
- - zasilana wewnętrznie 137, 138
pompa łopatkowa zasilana zewnętrznie 137
- - z niewirującymi łopatkami 138
- - z wirującymi łopatkami 137, 138
- napędzana ręcznie 49
- - silnikiem elektrycznym 49
- - - spalinowym 49
- nastawna, sterownik 228—231
- o stałej wydajności 49, 51
- o zmiennej wydajności 49
- o zazębieniu cykloidalnym 93—105
- - hipocykloidalnym 104
- - - wewnętrznym 104
- PZL-HYDRAL 61
- rotacyjna 49
- śrubowa 111—137
- - firmy ALLWEILER 135, 136
- - - BORNEMANN 134, 135
- -, geometria śrub 113—120
- -, przykłady konstrukcji 133—137
- - zakładów ZHO HYDROSTER 133, 136
- tłoczkowa 49
- trójśrubowa 112, 113, 115
- wielostopniowa 50
- wielostrumieniowa 49
- wielośrubowa 111
- wielotłoczkowa osiowa 61, 184—228
- - - o nastawnej wydajności firmy BELLOWS-VALVAIR 227, 228
- - - - - - produkcji PZL-HYDRAL 224—226
- - - - - - - ZHS-Łódź 226, 227
- - - o stałej wydajności produkcji PZL-HYDRAL 224, 225
- - -, przykłady konstrukcji 220—228
- - - z wirującą tarczą oporową 223, 224
- - - z wychylną tarczą 184—187, 195—211
- - - - - -, kinematyka tłoczka i stopki 195—199
- - - z wychylnym blokiem cylindrowym produkcji BUMAR-HYDROMA 220
- - - - - wirnikiem 184, 185, 187—195, 221—223
- - - - - - firmy LINDE HYDRAULIK 222, 223
- - - - - - - HYDROMATIC 221, 222
- - promieniowa 152—184
- - - dwustrumieniowa firmy VEB INDUSTRIEWERKE 180
- -, kinematyka 155—162
- - - o nieparzystej liczbie tłoczków 163—166, 171, 172, 173
- - - o niewirujących tłoczkach 152—154
- - - o parzystej liczbie tłoczków 164
- - - o pięciu tłoczkach 171, 172
- o siedmiu tłoczkach 173
- - - o stałej wydajności 154
- - - o wirujących tłoczkach 152—154
- - - o zmiennej (nastawnej) wydajności 154
- - -, przykłady konstrukcji 179, 184
- z podparciem tłoczków stopkami ślizgowymi firmy BOSCH 181

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

pompa wielotłoczkowa promieniowa z przymusowym prowadzeniem tłoczków firmy HYDROMECHANIK 181, 182
- z rozrządem czopowym 241
- - - - szczelinowym 154
- - - - - zaworowym 154, 183, 184
- - firmy REXROTH 183, 184
- - z tłoczkami sferycznymi 159—161
- - - - z rolką toczną 159
- - - z wirującymi tłoczkami 155, 179
- - - - - - firmy VEB INDUSTRIEWERKE 179
- wyporowa 10, 47—231
- - idealna 50—52
-, określenie i charakterystyki 47—63
-, sprawność 52—56
- -, straty energetyczne 52
- -, symbole graficzne 49
- -, wydajność 52—56
- zasilana obciążona wewnętrznie 154
- zewnętrznie 154
- zębata 61, 63—111
- firmy BOSCH 106, 107
- gerotorowa firmy HELLER 110, 111
- - o zazębieniu ewolwentowym 64—93
- - - - wewnętrznym 63, 107—110
- - - - - cykloidalnym firmy ZOLLERN HYDRAULIK 109, 110
- - - - - firmy ECKERLE 107, 108
- - - - zewnętrznym 63, 239
- - - - - bez kompensacji luzów 239
- - - - - z kompensacją luzów 239
- - produkcji PZL-HYDRAL 106
- -, przykłady konstrukcji 105—111
- trójstopniowa o zazębieniu wewnętrznym firmy BUCHER 108, 109
- - z wkładką sierpową 63
powierzchnia czynna pompy śrubowej 120—122, 126
- - - trójśrubowej 126
- - szczeliny cylindra siłownika 271
- - układu tłok-tłoczysko siłownika 265
poziom zanieczyszczenia cieczy 403, 404
praca akumulatora 388—395
- - podczas przemiany izotermicznej 390
ładowania akumulatora 389
prawo Pascala 12
prędkość kątowa bębna pompy wielotłoczkowej 161
- - siłownika zębatkowego 266
stopki pompy wielotłoczkowej osiowej z wychylną tarczą 198
- - tłoczka w ruchu obrotowym 160
wirnika pompy wielotłoczkowej osiowej 188, 189
- łopatki 139
obrotowa silnika 232, 236
- tłoczka pompy osiowej 191, 196, 197
silnika wolnoobrotowego wielokrotnego działania 252, 253
- siłownika 262
prędkość wzrostu ciśnienia podczas ładowania akumulatora 393
prężność par wody i oleju mineralnego w zależności od temperatury 43
profilowanie bieżni łopatek 144
promień elipsy 188, 197, 198
prostownik 327
przecieki w pompie zębatej 79
przekaźnik ciśnieniowy i czasowy 282, 283
przekładnia 9
przekrycie rozdzielacza 290, 291, 313, 314
- - dodatnie 314
ruchowe 290, 291
- - spoczynkowe 290
- ujemne 313
- zerowe 314
przełożenie przekładni hydrostatycznej 12
przemieszczenie tłoka 21, 22
przenośnik 13
przepływ burzliwy (turbulentny) 298
- uwarstwiony (laminarny) 359
przeregulowanie zaworu 345
przewodnictwo cieplne cieczy niepalnych 41
- oleju 23, 24
przewodzenie czynnika roboczego, elementy 418—436
przewody 418—427
- giętkie 421—427
- rurowe 11
- sztywne 419
przyłączki rurowe 420
przyspieszenie Coriolisa w ruchu unoszenia tłoczka 158, 159
- normalne w ruchu unoszenia tłoczka 158
- tłoczka pompy osiowej 191, 196, 197
- - silnika wolnoobrotowego 252, 253
pulsacja wydajności pomp zębatych 71
punkt anilinowy oleju 31, 34, 35

Regulacja 300
regulator 300
- ciśnienia 282, 283
- przepływu 282, 283
- - dwudrogowy 365—371
- firmy REXROTH 370
- - - nastawny z kompensacją temperatury firmy VICKERS 370, 371
nienastawny 369, 370
- - - z zaworem różnicowym na wejściu 365, 366
- - - - - - - wyjściu 365, 366
- - trójdrogowy 371—374
nastawny z kompensacją temperatury 374
- - - nienastawny 373, 374
rowki odciążające 74, 75, 175
rozdzielacz 282, 284—324
- dwupołożeniowy 286
elektrohydrauliczny firmy REXROTH 305—307

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

rozdzielacz obrotowy 284
– ośmiokanałowy sześciotłoczkowy 286—289
– pięciokanałowy czterotłoczkowy 286, 287
– – trójtłoczkowy 286—288
– proporcjonalny 299—301
– – firmy REXROTH 308
– suwakowy 284, 286—324
– – czterokanałowy trójtłoczkowy 286, 287
– – czterokrawędziowy 316, 317
– – dwukanałowy dwutłoczkowy 286, 287
– – dwukrawędziowy 312—314
– –, przykłady konstrukcji 299—308
– – trójkanałowy dwutłoczkowy 286, 287
– sterowany elektromagnetycznie 306
– – elektrycznie 285, 286
– – hydraulicznie 285, 286, 301—304
– – kierunkiem przepływu 299
– – mechanicznie 285, 286
– – pneumatycznie 286
– – siłą mięśni 285, 286
– – w sposób złożony 285, 286
– trójdrogowy dwupołożeniowy 284, 285
– trójsekcyjny czterodrogowy trójpołożeniowy 304, 305
– wielopołożeniowy 286
– wielosekcyjny monoblokowy 304, 305
– – składany z segmentów 304, 305
– zaworowy 284, 334—339
– – czterodrogowy czteropołożeniowy 336—339
– – – dwupołożeniowy 336
– – – trójpołożeniowy 336, 337
rozładowanie akumulatora izotermiczne 394
rozpuszczalność gazów w olejach 28
rozrząd pompy łopatkowej podwójnego działania 145
– – osiowej tarczowy 211—220
– – – – płaski 211, 212
– – – – sferyczny 211, 212
– – wielotłoczkowej promieniowej czopowy 174—179
– silnika wolnoobrotowego 253—256
– – – czopowy 253, 254
– – – tarczowy 254—256
rozszerzalność objętościowa 22, 23
równanie Bernoulliego 10
– energii w zbiorniku 429
– natężenia przepływu przez zawór bezpośredniego działania 345
– – – – – maksymalny 345
– – – – – pośredniego działania 348
– Newtona 24
– parametryczne epicykloidy 121
– – hipocykloidy 95
– równowagi sił działających w regulatorze przepływu dwudrogowym 366
– – – – w zaworze maksymalnym 340, 344—349
– – – – – – redukcyjnym 357, 358
ruch ustalony cieczy doskonałej 10
Sekunda Redwooda 25
– Saybolta 25
serwomechanizm 309—319
serworozdzielacz 300, 301, 319—324
dwustopniowy 320—322
– firmy VICKERS 322, 323
– trójstopniowy 323, 324
siatka metalowa na filtry 406, 407
silnik 10
– o stałej chłonności 233, 234
– o zmiennej (nastawnej) chłonności 233, 234
– szybkoobrotowy 232—234, 239—244
łopatkowy podwójnego działania firmy VICKERS 240, 241
wielotłoczkowy osiowy 241
– – – o stałej chłonności produkcji ZHS-Łódź 242
– – o zmiennej chłonności firmy REXROTH 243, 244
– – zębaty produkcji WZMB 239, 240
średnioobrotowy 232, 233
– wolnoobrotowy (wysokomomentowy) 232—234, 244—259
– – dwubiegowy 249—251
– – orbitalny 244—247
promieniowy 256—258
firmy DÜSTERLOH 257
– – – wielokrotnego działania 257, 258
– SOK 247, 248
– – tłokowy 249—259
– – – firmy REXROTH 258, 259
pojedynczego działania 249—251
– – – wielokrotnego działania 249—252
– – zębaty 244—249
z krzywką zewnętrzną (silnik krzywkowy) 250
wyporowy 232—260
– a pompa 232
– –, bilans wielkości charakterystycznych 238
– , symbole graficzne 233
siła docisku łopatek pompy do bieżni 146
– eulerowska krytyczna 267
hydrodynamiczna 294—298, 343, 344, 349
– tarcia tłoczka w kadłubie zaworowym 348, 349
siły działające na stopkę 207
– – – suwak rozdzielacza 292—299
w pompie łopatkowej 144
– śrubowej 128—133
– – – – wielotłoczkowej osiowej 192—195, 200—202, 206—208
– – z wychylną tarczą 200—202, 206—208
promieniowej 169—174
– – – zębatej 85, 86, 88
– – w siłowniku 270, 271
w zaworze grzybkowym 342, 343
siłownik 10, 11, 260—281
dwustronnego działania 260, 261, 264, 278—280
– – – firmy MERKEL 278, 279

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

siłownik dwustronnego działania produkcji FMB BUMAR-HYDROMA 279, 280
– dwutłokowy 260, 261
–, hamowanie dobiegu tłoka 269—271
jednostronnego działania 260—262, 265
– nurnikowy 260, 264, 278
–, przykłady konstrukcji 277—281
– składany firmy REXROTH 277
– specjalny 233
śrubowy 260, 261
– teleskopowy 260, 261
– trójpołożeniowy 260, 261
–, warunki eksploatacji 265
–, zasada doboru 265—268
– zębatkowy 260, 261, 266
– z tłokiem wahadłowym 260, 261, 266
– z tłokami przeciwbieżnymi 260, 261
– z układem pozycjonowania tłoka firmy HAGENBUCH 280
skala ocen oleju pięciopunktowa 33
skuteczność filtracji 404, 408
smarne własności cieczy roboczej 30
spadek ciśnienia na filtrze 409
w akumulatorze 395
sprawność akumulatora 390
– mechanizmu śrubowego 266
– pompy wyporowej 52—56, 59, 60
– – – całkowita 59—61
– – – – a lepkość czynnika roboczego 61
hydrauliczno-mechaniczna 56—60
– – – objętościowa 52—56, 59—61
– – zębatej całkowita 80
– objętościowa 80
– silnika wyporowego 235—239
– – – całkowita 237
– – hydrauliczno-mechaniczna 237—239
– – objętościowa 235, 236
siłownika 262—265
– – całkowita 263, 264
– – hydrauliczno-mechaniczna 263
– objętościowa 262
sprężyna centralna pompy wielotłoczkowej osiowej z wychylną tarczą 206—208
nawrotu tłoczka pompy osiowej 201
stacja zasilająca 432, 433
stan nasycenia oleju mineralnego powietrzem 28, 29
starzenie się oleju 32, 33
sterowanie 285, 300
– pomp 228—230, 309—319
– – czasowe 230
– – elektromechaniczne 229, 230
– – nadążne 309—319
– – ręczne (mechaniczne) 228, 229
–, symbole graficzne 285
sterownik 300
pompy nastawnej 228—231
stokes 25
stopień Englera 25
– wykorzystania pojemności akumulatora 389—391
stopka pompy wielotłoczkowej osiowej 203—206
straty filtru hydrauliczne 405
mocy silnika wyporowego 238
– – w układzie zbiornika napędowego 428, 429
– pompy wyporowej 52—56, 62, 63
– – – całkowite 62, 63
– – – energetyczne 52
– – – hydrauliczno-mechaniczne 52
– – – objętościowe 52—56, 62
silnika wyporowego 235—239
– – – hydrauliczno-mechaniczne 235
– – – objętościowe 235
– siłownika 262—265
strumień ciepła odprowadzonego przez zbiornik 429
suwak ostrokrawędziowy 295
– profilowy 295
symbole graficzne silników wyporowych 233
synchronizator 282, 283, 359, 374—380
– dwukierunkowy 375
– jednokierunkowy firmy HERION-WERKE 379, 380
szczeliny w pompie zębatej 78, 79
szczelność siłownika 262, 271, 272
– – wewnętrzna 271, 272
– – zewnętrzna 271, 272
– śrub pompy 118—120
szybkozłączne 426, 427
– firmy TECHNOCHEMIE 426, 427

Ściśliwość oleju 18—22
średnica koła głów 98
– – podziałowego 98
– – stóp 98, 100
– wierzchołkowego 100
– przewodu wewnętrzna 418
śruba pompy 113—120, 129—133
– – bierna 129—133
– – czynna 129—131

Tarcie Coulomba 293
– newtonowskie 293
– suche w suwaku rozdzielacza 292
tarcza oporowa pompy osiowej 208—211
rozrządcza pompy osiowej 211—220
temperatura a lepkość oleju 25—27
cieczy w zbiorniku 430, 431
– eksploatacji cieczy niepalnych 41
– – układu napędowego 38, 39
– gazu w zależności od stopnia sprężania 385, 386
– krzepnięcia oleju 31—35
pracy układu hydraulicznego 39
– rozruchu minimalna pompy 39
– – – układu hydraulicznego 40
– samozapłonu 31, 41
– utraty zdolności płynięcia oleju w przewodach 32

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

temperatura zapłonu oleju 31—35
test wieloprzejściowy zatrzymanych zanieczyszczeń 404
tłoczek pompy osiowej małej mocy 186
tłok akumulatora 396
– siłownika, hamowanie dobiegu 269—271
twardnienie uszczelek 31

Układ napędowy hydrostatyczny 11—16
– – – obrotowy 11, 12
przenośnika 13, 14
– – – tłokowy 11, 12
wirnik-tarcza rozrządcza pompy osiowej 211—220
urządzenie do napełniania akumulatora gazem 401
sterujące pomp nastawnych 228—231
uszczelnienie cieczy (olejów) 31, 41
połączenia kołnierzowego 420
– pompy zębatej 76, 77
– siłownika 271—277
– pierścieniami uszczelniającymi 272—274
– – ruchowe 272
– – spoczynkowe (statyczne) 272, 273
wargowe 273, 274
– – wieloelementowe 275—277
tłoczyska siłownika 273, 274
– tłoka akumulatora 396
– – siłownika 275—277
uzębienie kół zębatych pompy 64

Warunek zachowania energii przy projektowaniu dobiegu tłoka siłownika 270
wąż gumowy 422
wirnik pompy osiowej 188
– – – z wychylną tarczą 208—211
wkład filtracyjny 407—409
wskaźnik jakości oleju 34—36
– lepkości oleju 26, 27, 34, 35
– zanieczyszczenia filtru 409
współczynnik Bunsena 28, 29
– dokładności filtracji 404, 405
– do obliczenia siły bezwładności tłoczków 206
– kierunkowy charakterystyki pompy 393
– – zmian lepkości 26, 27
– kontrakcji 296—298
– nadwyżki dynamicznej zaworu 345
– nierównomierności ciśnienia dla zaworu 344
– – wydajności pompy łopatkowej 142, 143
– – – – wielotłoczkowej osiowej 192, 193
– – – – – promieniowej 167—169
– – – – zębatej 70—73, 104, 105
– – – – – o zazębieniu cykloidalnym 104, 105
– – – – – – hipocykloidalnym 104
– – – – – – wewnętrznym 104
– lepkości dynamicznej 24, 28
współczynnik lepkości dynamicznej przy dowolnym ciśnieniu i temperaturze 28
– – kinematycznej (współczynnik zawiesistości) 25
– proporcjonalności bezwymiarowy wydajności pompy 54, 55
– przenikania ciepła 429, 430
– przepływu przez szczelinę 348
– przesunięcia ekwidystyndy 97
– przewodzenia ciepła oleju 23, 24
– pulsacji pomp zębatych 71
– rozszerzalności objętościowej 22, 23
– ściśliwości oleju 18, 19
– wypływu strugi ze szczeliny sterującej 296—298
– wysokości głowy zęba 98, 99
– – stopy zęba 98, 99
– zanieczyszczenia wkładu filtracyjnego 409
wyboczenie tłoczyska siłownika 267
wydajność pompy łopatkowej 138—142
– – – podwójnego działania 141, 142
– – – – chwilowa 142
– – – – – teoretyczna 142
– właściwa 142
– – – pojedynczego działania 138—141
chwilowa 140
– teoretyczna 141
– – – – właściwa 141
śrubowej 120—126
– – teoretyczna 126
właściwa 120, 126
wielotłoczkowej osiowej 191, 192, 199
– – chwilowa 192
teoretyczna 192
– właściwa 192
– – – promieniowej 154, 162—167
chwilowa 163—167
– – teoretyczna 162
– – wyporowej 50—56, 61, 62, 78
całkowita 61
– – rzeczywista 52—56, 62, 78
– – – teoretyczna 50, 54, 55, 62
właściwa 50
– zębatej 66—70, 100—104
chwilowa 66—69, 101
o zazębieniu cykloidalnym 100—104
– ewolwentowym 64—70
wewnętrznym 69, 70
zewnętrznym 69, 70
– – – teoretyczna 67—70, 102
właściwa 69, 70, 102, 103
wymiana oleju 40
wymiennik ciepła 434—436
przeciwprądowy 435
wysokość ciśnienia 10
– głowy zęba 97, 99
– łopatki czynna 139, 141
– położenia 10
– prędkości 10
– stopy zęba 97, 99
– zęba 97, 99

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536

wytrzymałość na wyboczenie tłoczyska siłownika 267, 268
– względna węża 424
wzmacniacz elektrohydrauliczny dwustopniowy 320
– firmy VICKERS 322, 323
– – trójstopniowy 323, 324
typu dysza-przysłona 320, 321
– hydrauliczny 319—324
przemysłowy 301
suwakowy nadążny (serwomechanizm) 309—319
– czterokrawędziowy 310, 311
– – – dwukrawędziowy 310
– – – jednokrawędziowy 310—312
wzmocnienie rozdzielacza ciśnieniowe 315, 316, 319
– serwomechanizmu 309
wzór Hagena-Poiseuille'a 44, 359
– Herschela 27

Zakleszczenie się suwaka rozdzielacza 292
zamek hydrauliczny 327
zamknięcie hydrauliczne 396
zamulenie układu filtracyjnego 411
zanieczyszczenia cieczy roboczej 402—406
ciekłe 402
, kryteria oceny 403
pierwotne (bezpośrednie) 402
-, poziom zanieczyszczeń 403
stałe 402
wtórne (pośrednie) 402
zapowietrzenie olejów mineralnych 29, 30
zarys zębów pompy 64
zasilacz 327, 432, 433
zawór 282
automatycznego rozładowania 352
bezpieczeństwa 11, 340
ciśnieniowy 282, 283, 339—358
bezpośredniego działania (dwustopniowy) 342—346
maksymalny 342—351
pośredniego działania (jednostopniowy) 342
suwakowy 339
wzniosowy 339
dławiąco-zwrotny 363, 364
dławiący 282, 283, 359—365
dwukierunkowy firmy REXROTH 363
jednostronnie (dławiąco-zwrotny) 362, 363
nastawny 361—363
ogólnego zastosowania 363
przystosowany do zabudowy w bloku sterującym 363, 364
– – do montażu płytkowego firmy REXROTH 364
zawór dławiący do montażu przewodowego lub płytowego 283
dozujący 283
– dwustopniowy 346—351
– maksymalny 282, 283, 346—351
– – bezpośredniego działania o konstrukcji nabojowej 346
– – pośredniego działania 346—351
– – – – typu DB 349, 350
– – – – z odciążeniem typu DBW 350, 351
– – – – – – – ZPE 351
– manometryczny 325
– nabojowy 283
– nienastawny 359
– odcinający 11, 282, 285—287, 324—339
– – ciśnieniowy 324
kulowy 324
– – nabojowy 331—334
– – niskociśnieniowy 324
– prosty 324
– – zwrotny 324
– odłączający 352—355
– – automatycznego rozładowania typu Z102F 354, 355
– – pośredniego działania typu DA firmy REXROTH 353, 354
– podporowy 327
– proporcjonalny 341, 342
– przeciążeniowy 11
– przelewowy 340
– przełączający 351—355
– – bezpośredniego działania 352, 353
– – pośredniego działania 352, 353
– redukcyjny 340, 355—358
– – bezpośredniego działania 355, 356
– – pośredniego działania 355—358
– – trójdrogowy 356
– różnicowy 340
– spustowy 324
– sterujący ciśnieniem 282, 283, 339—358
– – kierunkiem przepływu 282
– – natężeniem przepływu 282, 358—380
wzniosowy 330—334
– zalewowy (napełniający) 329, 330
– zwrotny 11, 325—330
– – kulkowy 326
– – sterowany 327—330
stożkowy 326
zazębienie cykloidalne 93—105
– ewolwentowe 66, 68
zbiornik czynnika roboczego 11, 427—434
– firmy REXROTH 432, 433
– z chłodzeniem powietrznym 435, 436
zbocznikowanie filtru 411
złącze obrotowe 420, 421
– przegubowe 420, 421
– rurowe gwintowe 419
– – kołnierzowe 420
zwłoka czasowa 22

Plik zabezpieczony watermarkiem jawnym i niejawnym: 1964563A39346536